

50376
2007
77

UNIVERSITÉ DES SCIENCES ET TECHNOLOGIES DE LILLE
LABORATOIRE DE MÉCANIQUE DE LILLE - UMR CNRS 8107
ÉCOLE POLYTECHNIQUE UNIVERSITAIRE DE LILLE

N° d'ordre : 4002

THÈSE

pour l'obtention du grade de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ DE LILLE I

Spécialité : MÉCANIQUE

présentée par

Florent BRUNEL

Titre de la thèse



ÉTUDE THERMOMÉCANIQUE DU COUPLE ROUE-SEMELLE FERROVIAIRE SOUS SOLlicitATIONS DE FREINAGE

Soutenue le 5 juillet 2007

JURY

Rapporteurs :

Roelandt Jean-Marc	Laboratoire Roberval-Université Technologique de Compiègne	P.U.
Taleb Lakhdar	Laboratoire de Mécanique de Rouen-INSA de Rouen	P.U.

Directeurs :

Dufrénoy Philippe	Laboratoire de Mécanique de Lille	P.U.
Brunel Jean-François	Laboratoire de Mécanique de Lille	M.d.C.

Membres du jury :

Charkaluk Éric	Laboratoire de Mécanique de Lille	C.R. CNRS
Demilly François	Valdunes SAS	Directeur technique
Martin Olivier	Flertex SA	Directeur marketing
Weichert Dieter	RWTH Aachen	P.U.

Remerciements

Ce travail a été réalisé sous convention Cifre au sein de la société FLERTEX, en collaboration avec le Laboratoire de Mécanique de Lille et la société VALDUNES, représentées à ce jury par Mr Olivier MARTIN et Mr François DEMILLY. Je tiens à les remercier d'une part de m'avoir proposer ce sujet et d'autre part, pour leur accueil et leur aide dans ce travail.

L'encadrement au sein du laboratoire a été réalisé par Mr Philippe DUFRÉNOY et Mr Jean-François BRUNEL, que je remercie pour leurs conseils, leur aide et le temps consacré tout au long de ce travail, particulièrement lors de la rédaction.

J'adresse mes remerciements

- à Mr Jean-Marc ROELANDT et Mr Lakhdar TALEB pour avoir accepté de rapporter ce travail, ainsi qu'à Mr Dieter WEICHERT pour avoir présidé ce jury de thèse,
- à Mr Eric CHARKALUK pour son aide dans ce travail et sa participation dans le jury et à Mr Jean-Yves DAUPHIN,
- à l'ensemble du personnel de la société FLERTEX pour leur accueil, leur disponibilité et leur aide tout au long de ces années, à Mr Yves FLAMENT de la société VALDUNES,
- aux permanents et doctorants du laboratoire, aux enseignants du département mécanique et personnel administratif de Polytech'Lille,
- à ma famille et amis.

Table des matières

Remerciements	3
Introduction	7
1 Approche et résultats expérimentaux	13
1.1 Description du banc d'essai	13
1.1.1 Instrumentation du banc d'essai	13
1.1.2 Instrumentation complémentaire	14
1.1.2.1 Implantation des thermocouples	15
1.1.2.2 Principe de la thermographie infrarouge et précautions d'utilisation	16
1.2 Protocole d'essai	20
1.3 Détermination expérimentale du champ de contraintes	23
1.3.1 Techniques de mesures	23
1.3.1.1 Méthode par diffraction des rayons X	23
1.3.1.2 Méthode ultrasonore	24
1.3.2 Evolution des contraintes résiduelles	26
1.4 Bilan des thermographies	29
1.5 Bilan	33
2 Détermination des températures en freinage roue-semelle	35
2.1 Bibliographie	35
2.1.1 Génération de chaleur	35
2.1.2 Partage de flux	36
2.1.3 Détermination des températures	40
2.2 Modélisation thermomécanique du contact roue-semelle	41
2.2.1 Matériaux	43
2.2.1.1 Acier R7 (Roue)	43
2.2.1.2 Matériau composite à matrice organique (Semelle)	44
2.2.2 Interface et usure	52
2.2.2.1 Algorithme de contact	52
2.2.2.2 Mise en place de la résistance thermique de contact	52
2.2.2.3 Usure	53
2.2.3 Conditions aux limites mécaniques et thermiques	54
2.2.4 Résultats obtenus	55
2.2.5 Analyse des différents paramètres de modélisation	62
2.2.5.1 Sans usure	62
2.2.5.2 Usure et RTC nulles	63

2.2.6	Freinages cumulés	65
2.3	Modèle hybride : 3D/2D Temporel à Reconstruction Spatiale	67
2.3.1	Motivations de l'approche et bibliographie	67
2.3.2	Application au freinage roue-semelle	71
2.4	Exploitation des modèles	77
2.5	Conclusion	78
3	Evolution des contraintes résiduelles	79
3.1	Bibliographie	79
3.1.1	Approche thermo-métallo-mécanique	79
3.1.2	Approche classique avec l'utilisation d'une loi macroscopique	82
3.2	Modélisation du traitement thermique	83
3.2.1	Description	83
3.3	Modélisation thermomécanique du traitement thermique	85
3.3.1	Partie thermique	85
3.3.1.1	Détermination du coefficient d'échange	85
3.3.1.2	Traitement thermique sur une roue brute	89
3.3.2	Partie mécanique	91
3.3.2.1	Cadre thermomécanique général	91
3.3.2.2	Traitement thermique	92
3.3.2.3	« Usinage » de la roue	103
3.4	Contraintes résiduelles après freinages de maintien	104
3.4.1	Bibliographie	104
3.4.2	Modélisation	105
3.4.2.1	Sollicitation issue du modèle axisymétrique roue-semelle	105
3.4.2.2	Application au modèle de suivi des contraintes	106
3.5	Conclusion	109
	Conclusion générale et perspectives	111
	Bibliographie	115

Introduction

Généralités - Contexte de l'étude

Le système roue-semelle est à l'origine du freinage ferroviaire. Sa première utilisation remonte aux wagonnets des mines de Leberthal en Alsace vers 1550, où une pièce de bois, articulée au flanc du wagonnet, était appliquée contre la périphérie de la roue par le conducteur qui était souvent un enfant. La vitesse du wagonnet pouvait ainsi être modérée dans de faibles déclivités. L'arrivée du frein à air tel qu'il est connu dans sa forme actuelle remonte à 1870 avec l'invention de George Westinghouse. La fiabilité et l'efficacité du frein à air centralisé supplantera alors les différents systèmes mécaniques et électriques de l'époque.

Aujourd'hui, les freins à semelles, appelées aussi sabots, sont encore très employés, notamment dans les wagons frêt. Le principe a finalement peu évolué depuis sa création : des matériaux différents sont apparus ainsi qu'un système de commande plus perfectionné. En effet, le freinage par semelle est simple et peu coûteux en termes de montage et de maintenance (pas d'usinage spécifique à prévoir sur l'essieu, contrairement aux frein à disques par exemple). Par ailleurs, il favorise l'adhérence au niveau du contact roue-rail, qui est un paramètre important durant les phases de traction et de freinage. En contrepartie, l'usure des roues est augmentée, nécessitant par la même occasion des opérations de reprofilage de la bande de roulement plus fréquemment que les trains freinés par des systèmes par disques.

Le nombre des semelles peut varier de 1 à 4 par roue et leur longueur de 250 à 320 mm. Les différentes configurations (Figure 1) sont nommées 1BG, 2BG (*Bremsklotz Geteilt*), 1BGU et 2BGU (*Bremsklotz Geteilt Unterteilt*). L'architecture choisie est laissée à l'initiative du constructeur, il n'existe pas de règles établies pour justifier la solution utilisée.

L'utilisation des semelles en bois existe encore sur certaines rames du service métropolitain parisien par exemple, mais le matériau le plus utilisé actuellement est la fonte. Son développement fut parallèle à l'essor industriel du la fin du XIX^e siècle et à l'augmentation des charges transportées et des vitesses. Ses principaux avantages sont d'être facilement moulable et d'être économique à l'achat. Ce type de semelle présente aussi un coefficient de frottement peu sensible aux conditions atmosphériques, mais dépendant de la vitesse et de l'effort appliqué. De plus, l'utilisation d'une semelle fonte génère une pollution sonore à la fois lors des freinages et lors du roulement de la roue sur le rail par dégradation de la surface de roulement. Il faut noter aussi une usure rapide des semelles en fonte. Pour réduire cette usure, du phosphore est ajouté à la fonte dans des proportions relativement faibles (entre 1 et 3 %) car il fragilise les semelles vis-à-vis des chocs. La semelle la plus couramment répandue est la semelle en fonte P10, qui contient 1 % de phosphore.

Pour pallier les inconvénients des semelles fonte, des matériaux composites à matrice organique et métalliques frittés sont apparus au cours des dernières décennies (fin des années 60). Les semelles

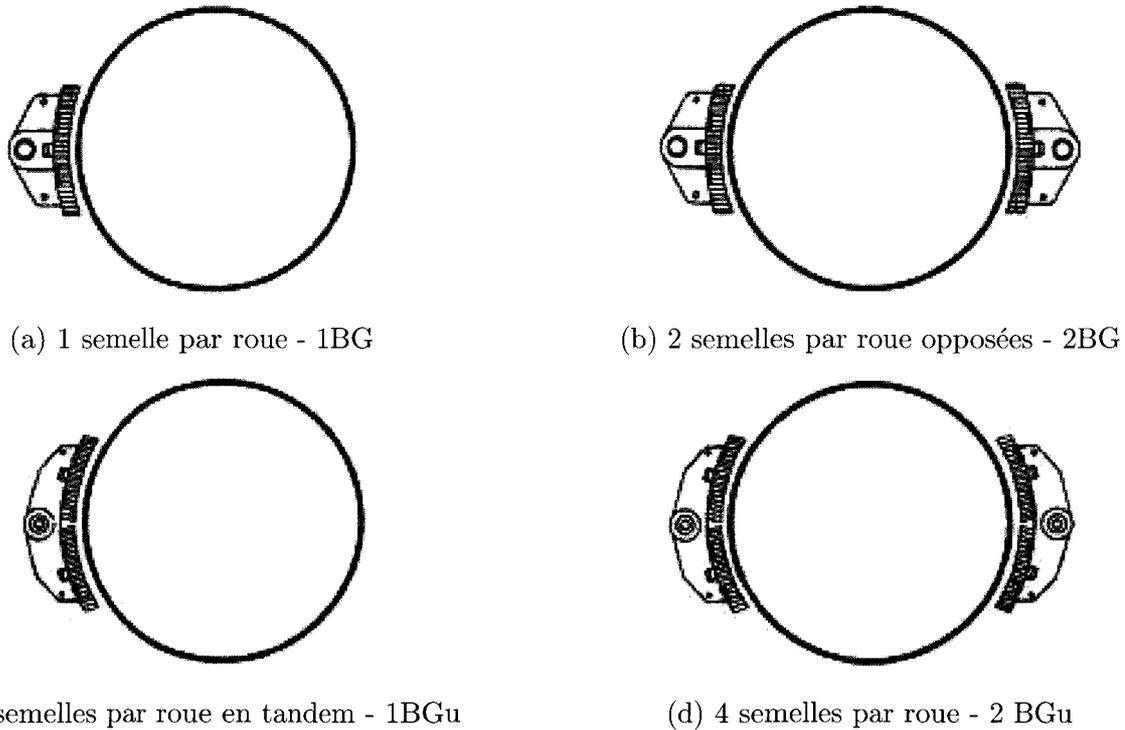


FIG. 1 – Différentes configurations du système roue-semelle [61]

composites à matrice organique, aussi appelées « semelles organiques », sont de même nature que celles utilisées dans le domaine automobile. Elles permettent ainsi de réduire, voire de supprimer, le bruit du freinage. Le polissage de la bande de roulement réduit le bruit de roulement mais diminue en contre partie l'adhérence roue-rail. Les semelles composites à matrice organique sont classées suivant leur niveau de frottement : à haut niveau de frottement (environ 0,25) appelées semelles K, à bas coefficient de frottement (environ 0,17) appelées semelles L et à très bas coefficient de frottement (de l'ordre de 0,1) appelées semelles LL. Ces dernières sont développées dans le cadre de l'interchangeabilité avec les semelles fonte. En général, l'usure des semelles organiques est plus faible que celle des semelles fonte, mais elles possèdent une limite thermique inférieure, des températures trop élevées provoquant une dégradation de la matrice organique.

Les semelles en matériaux métalliques frittés, aussi appelées « semelles frittées », sont des semelles à haut niveau de frottement (environ 0,25), peu sensible à la vitesse et à l'effort contrairement aux semelles fonte, avec une limite thermique élevée comparable à celle des semelles fonte. L'utilisation de semelles frittées ne provoque pas d'état poli de la table de roulement, ce qui est favorable pour l'adhérence. En revanche, elles sont agressives vis-à-vis de la roue, avec des niveaux de bruit de freinage et de roulement comparables à ceux d'une semelle fonte.

Un inconvénient commun aux matériaux organiques et frittés métalliques est leur conséquence sur le « shuntage » : l'utilisation de ce type de semelle peut provoquer une isolation électrique entre la roue et le rail. Les signaux électriques envoyés dans le rail pour détecter la présence d'un convoi dans une portion de voie peuvent alors être perturbés. D'un point de vue énergétique, le système roue-semelle transforme l'énergie cinétique en chaleur qui est partagée entre la semelle et la roue. Le partage de flux dépend essentiellement des propriétés thermiques de la semelle, les semelles fontes et frittées absorbant plus de flux que les semelles organiques. Côté roue, les conséquences de

l'échauffement sont principalement observables au niveau des contraintes résiduelles présentes dans la jante de la roue et de la déformation permanente de la toile (les différents termes caractéristiques de la roue sont décrits sur la figure 2). Celle-ci se traduit par un déplacement axial de la jante par rapport au moyeu appelé déjettement.

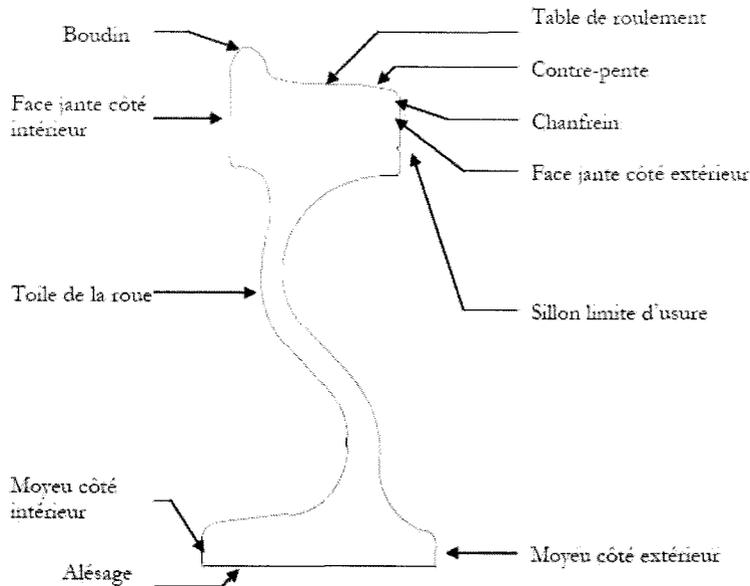


FIG. 2 – Terminologie de la roue

De façon qualitative, une roue possède des contraintes résiduelles circonférentielles de compression dans la jante à l'issue de la fabrication grâce au traitement thermique effectué. Cet état est favorable à la limitation des risques de propagation de fissures. Lorsque la roue est freinée, l'échauffement génère une sollicitation alternée de compression-traction qui correspond au chauffage et au refroidissement successif de la roue. L'état de contraintes est alors modifié, les contraintes résiduelles de traction consécutives au refroidissement se superposant aux contraintes de compression de fabrication. Le cumul des freinages tend ainsi à annuler et même à conduire à un champ de contraintes résiduelles de traction. En effet, il a été mesuré, au niveau européen, que 50% des roues en fin de service ont des contraintes de traction supérieures à 150 MPa, avec dans certains cas des niveaux de l'ordre de 400 MPa [26]. Il apparaît alors un risque non négligeable de propagation de fissures, pouvant aller jusqu'à la rupture de la roue (Figure 3). Le déjettement quant à lui, présente un risque vis-à-vis de la stabilité de roulement. La déformation de la toile conduit en effet à modifier la distance entre les bandes de roulement d'un même essieu, pouvant permettre des contacts entre la tête du rail et le boudin de la roue.

Les échauffements ont aussi des conséquences sur la semelle : lors d'échauffements sévères des semelles fonte, celles-ci peuvent produire des étincelles incandescentes. Pour les semelles composites à matrice organique, des températures élevées transforment la matrice organique. Plus généralement, pour l'ensemble des semelles, les échauffements génèrent une augmentation de l'usure et parfois, une chute du coefficient de frottement (phénomène connu sous le nom de *fading*).

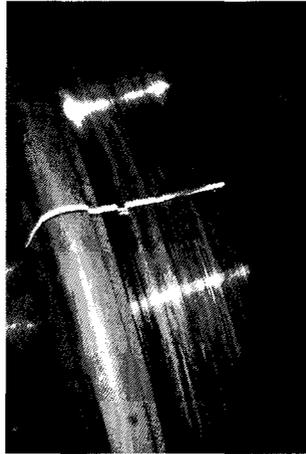


FIG. 3 – Fissure radiale apparue lors du refroidissement

Objectifs

Du point de vue industriel de l'homologation d'une roue ferroviaire, le programme décrit par la fiche UIC 510-5, est composé entre autres, de freinages continus sur banc d'essai sur une roue neuve et sur une roue usée (obtenue par usinage à la limite d'usure). Au cours de ces essais, les valeurs des contraintes résiduelles circonférentielles dans la jante ne doivent pas dépasser 200 MPa en traction pour une roue neuve (respectivement 250 MPa pour une roue à limite d'usure), le déjettement à chaud doit être compris entre +3,0 mm et -1,0 mm et le déjettement à froid compris entre +1,5 mm et -0,5 mm. Si ces critères sont satisfaits, des essais similaires sont réalisés en ligne. Ces essais sont complétés par des tests mécaniques de rupture et de fatigue (norme EN 13262 [24]).

Dans le cas des semelles organiques, une première partie pour l'homologation est réalisée sur banc d'essai, composée d'une série de freinages d'arrêts à sec et sous humidité et de freinages continus, représentative des conditions d'utilisation normale du matériel et de certains incidents (arrêt d'urgence, actionneur bloqué, etc.). L'ensemble de la procédure est décrit par la fiche UIC 541-4 [58]. Dans le cas où les différents paramètres (niveau de frottement, volume d'usure, température maximale) respectent les valeurs et les évolutions demandées, une vérification en ligne est faite. Pour cela, au moins vingt véhicules sont équipés des semelles à tester et doivent parcourir un minimum de 80000 km. L'objectif est de prouver que l'utilisation n'engendre pas de dégradations des roues ni des semelles et n'induit pas de perturbations dans la circulation des trains. La complexité des phénomènes mis en jeu dans un freinage et les enjeux sécuritaires conduisent à des procédures d'homologation longues et coûteuses.

Du point de vue physique, le freinage met en jeu des couplages physiques nombreux (thermique, mécanique, tribologie, sciences des matériaux, etc.) à différentes échelles, du système mécanique à l'interface de contact. La complexité du problème est liée à la difficulté de développer une approche globale, les déformations macroscopiques étant couplées aux mécanismes microscopiques de frottement [21]. Le cadre de l'étude est ici volontairement restreint aux parties thermiques et thermomécaniques de l'ensemble roue-semelle, justifié par les problématiques industrielles et scientifiques suivantes.

Les entreprises partenaires de cette étude, Valdunes, fabricant de roues et Flertex, fabricant de matériaux de friction (semelles composites à matrice organique), présentent deux objectifs :

- la prédiction de l'évolution des contraintes résiduelles dans la roue sous sollicitation de freinages,
- la prédiction des températures et des gradients thermiques dans les semelles et dans la roue lors des freinages afin d'apprécier les performances « thermiques » des semelles.

Ce second objectif postule que la sollicitation thermique issue de la dissipation de l'énergie de freinage au contact est un phénomène majeur dans le niveau de performances du couple de freinage. De nombreux travaux ont en effet montré que les localisations thermiques sont essentielles dans l'analyse de l'endommagement des freins [20, 63] et dans leur performance en termes de frottement et d'usure [52]. L'origine de ces localisations a fait l'objet de nombreuses recherches qui ont apportées des explications plus ou moins complètes qui illustrent bien la complexité des couplages mis en jeu [18, 21, 42].

En ce qui concerne le système roue-semelle, la bibliographie est relativement restreinte. Les derniers modèles de simulation de freinages roue-semelle, principalement des freinages de maintien, sont proposés par Vernersson et comparés à des résultats expérimentaux [61]. Une première partie utilise une modélisation thermomécanique circonférentielle dans le but d'établir un lien de conséquence entre freinage et rugosité de la surface frottante. La seconde partie vise à travers un modèle thermique de l'ensemble roue-semelle à déterminer les températures atteintes lors de freinages continus et l'influence du rail sur celles-ci.

Concernant les contraintes résiduelles consécutives à des freinages continus, les principales estimations numériques sont apportées par Johnson *et al* [35], en considérant uniquement la roue, le flux étant supposé réparti uniformément sur la largeur de frottement. L'état initial des contraintes résiduelles circonférentielles a quant à lui été modélisé par Kuhlman *et al* [38]. Le lien entre ces deux parties, considéré comme inexistant par Orringer jusqu'en 1996 [48], a été réalisé depuis par les travaux de Gordon *et al* [30, 31]. Une description plus complète de ces travaux sera présentée au cours du rapport.

Néanmoins, il apparaît globalement qu'il n'existe pas d'étude exhaustive sur le freinage roue-semelle notamment la prise en compte de la semelle dans l'évolution de la sollicitation du contact et donc de la localisation thermique. Cette nécessité sera analysée dans le présent travail. Il sera ensuite proposé dans cette thèse, une démarche complète d'analyse de la sollicitation thermique du couple roue-semelle et de la fabrication de la roue jusqu'à la succession de freinages, notamment grâce à une analyse expérimentale approfondie. Le phénomène de localisation thermique étant particulièrement important, des modèles de prédiction, physiquement fondés, seront développés, qui considèrent l'évolution à la fois sur les surfaces de la roue et de la semelle. L'influence du contact roue-rail n'est pas pris en compte. Celui-ci n'intervient pas en effet dans l'étape d'homologation du freinage roue-semelle.

Le mémoire du présent travail se décompose ainsi en trois parties :

Le chapitre 1 présente les différents moyens d'essais et de mesures utilisés au cours de ce travail, ainsi qu'une description du programme d'essai établi. L'analyse des différents résultats a pour objectif d'une part, de caractériser la sollicitation et d'orienter la modélisation et d'autre part, de fournir les mesures nécessaires pour comparaisons avec les résultats des différents modèles, dans un objectif de validation de ceux-ci.

Le chapitre 2 est relatif aux modélisations effectuées pour la simulation du contact roue-semelle. Il s'agit de développer des outils industriels qui facilitent le choix d'une semelle face à une

application donnée mais aussi qui permettent le développement de nouvelles semelles par optimisation de leur comportement thermique et mécanique.

Le chapitre 3 traite spécifiquement du problème de l'évolution des contraintes dans la roue. La modélisation concerne à la fois le traitement thermique, qui définit l'état initial des contraintes, et la sollicitation de freinage qui va faire évoluer cet état. Une confrontation avec les relevés expérimentaux est également décrite.

Chapitre 1

Approche et résultats expérimentaux

L'ensemble du travail présenté repose sur les observations expérimentales et les mesures réalisées au cours de cette thèse. Celles-ci ont pour objectifs principaux :

- d'identifier la sollicitation thermique induite par le couple roue-semelle,*
- d'identifier l'évolution des contraintes résiduelles dans la roue lors d'une succession de freinages.*

Après la description du banc utilisé et de l'instrumentation choisie, les différents résultats présentés dans cette partie serviront à formuler les hypothèses adaptées pour les modèles à développer dans les chapitres suivants. Ils serviront aussi, par comparaison avec les résultats numériques, à valider les modèles.

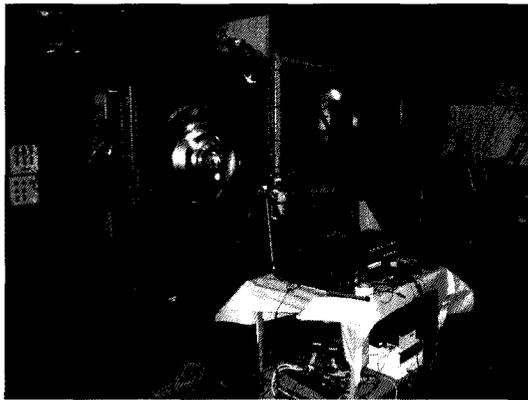
1.1 Description du banc d'essai

Les essais se sont déroulés sur l'un des bancs d'essai échelle 1 de la société Flertex. Il s'agit d'un banc d'essai à inertie mécanique (Figure 1.1) permettant la simulation de freinages sur une roue ou sur un disque. Le principe consiste à brocher manuellement différentes masses sur l'arbre de rotation afin de modifier l'inertie de celui-ci. Ainsi, pour une vitesse maximale de rotation de l'arbre de 1500 tr/mn , l'inertie est comprise entre 72 et 1677 m^2kg ou entre 72 et 3397 m^2kg pour une fréquence maximale de rotation de 1000 tr/mn , ce qui correspond à des énergies maximales respectivement de 20 et 18 MJ. La puissance du moteur est de 290 kW. L'actionneur est à commande pneumatique, identique à ceux utilisés en service.

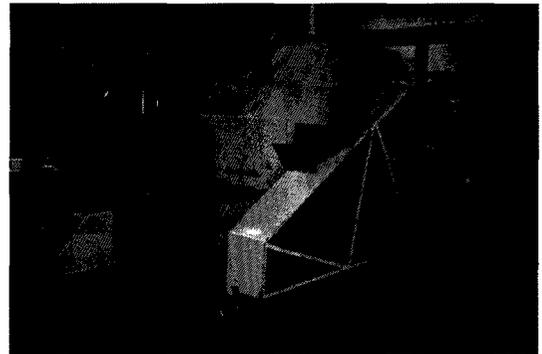
1.1.1 Instrumentation du banc d'essai

Un programme d'essai est constitué de différents types de freinages représentatifs de l'utilisation en service commercial, généralement une succession de freinages d'arrêts, de ralentissement et de maintien.

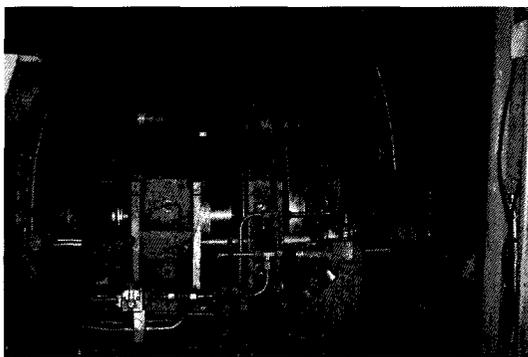
Pour les freinages d'arrêts et de ralentissement, une pression constante est appliquée, la fin du freinage étant donnée par une consigne de vitesse à atteindre (nulle dans le cas du freinage d'arrêt ou inférieure à la vitesse initiale dans le cas du freinage de ralentissement). L'enregistrement en continu permet de connaître l'évolution du coefficient de frottement en fonction du temps ou de la vitesse, et le niveau de frottement moyen obtenu pendant le freinage réalisé.



Poste freinage - freinage sur roue



Vue d'ensemble (arrière)



Volants d'inertie



Actionneur équipée d'une semelle de 320 mm

FIG. 1.1 – Banc Flertex à inertie mécanique

Les freinages de maintien sont la simulation de freinages continus réalisés lorsqu'un convoi descend une pente. Lors de ces freinages, il est nécessaire de conserver un couple de freinage et une vitesse constants. Pour maintenir un couple constant lors de la simulation, une correction de la pression est nécessaire suite aux variations du coefficient de frottement. Le cas de référence est la rampe sud du Gotthard, d'Airolo à Bodio, longue d'environ 39 km et présentant une déclivité moyenne de 20,7‰. La vitesse des convois dans cette pente est de 70 km/h.

L'instrumentation nécessaire au pilotage est la suivante :

- une mesure du couple de freinage est effectuée à l'aide d'une table dynamométrique, sur laquelle l'actionneur est fixé,
- un capteur de pression mesure la pression d'air délivrée à l'actionneur. Un étalonnage réalisé avant l'essai permet de relier la pression fournie à l'effort appliqué sur la garniture ou la semelle,
- un tachymètre fixé sur l'axe de rotation permet de mesurer la vitesse à partir du rayon de roue simulé,
- une mesure de températures de surface est réalisée à partir de deux thermocouples frottants.

1.1.2 Instrumentation complémentaire

Vis-à-vis de l'objectif d'identification de la sollicitation thermique, les thermocouples frottants ne sont pas la meilleure solution. En effet, ils génèrent une grande imprécision lorsque la vitesse est élevée, et ne délivrent qu'une information moyennée sur la circonférence de la roue pour une

position axiale donnée. Le principal problème de la mesure de température de surface de la bande de roulement est lié à la rotation et à l'évolution rapide de la distribution spatiale des températures. Pour pallier ces inconvénients, il est nécessaire d'utiliser un système de mesure avec une très bonne dynamique d'acquisition. D'autres mesures de température ont été réalisées afin d'obtenir les températures des composants à coeur. Ainsi, les mesures réalisées en complément sont :

- des mesures dans la jante de la roue par thermocouples,
- des mesures dans la semelle par thermocouples,
- une mesure de surface sur la bande de roulement de la roue en sortie de contact à l'aide d'une caméra infrarouge. La solution retenue est la thermographie infrarouge qui est une technique permettant de mesurer le rayonnement infrarouge provenant de la surface et d'en déduire, en supposant connue l'émissivité de la surface, la cartographie des températures (imagerie thermique).

Lors des freinages de maintien, un capteur laser de déplacement permet la mesure du déjettement. Ce type de capteur permet une mesure sans contact à 30 mm de la surface cible avec une gamme de déplacement de ± 3 mm. L'échantillonnage est fixé à 20 kHz, permettant l'acquisition d'un nombre suffisant de points angulairement.

1.1.2.1 Implantation des thermocouples

Pour la mesure des températures dans la jante, deux thermocouples chemisés de type K d'un diamètre de 2 mm sont implantés dans la roue (Figure 1.2). Deux perçages d'un diamètre de 2,2 mm et d'une profondeur de 45 mm ont été pour cela réalisés, situés à environ 8 et 15 mm de la surface frottante. L'acquisition est réalisée à l'aide d'un système embarqué autonome fixé au niveau de l'axe de rotation (Figure 1.3). Le déclenchement est programmé avant la mise en rotation de la roue et permet l'acquisition de 128000 points sur deux voies de mesure.

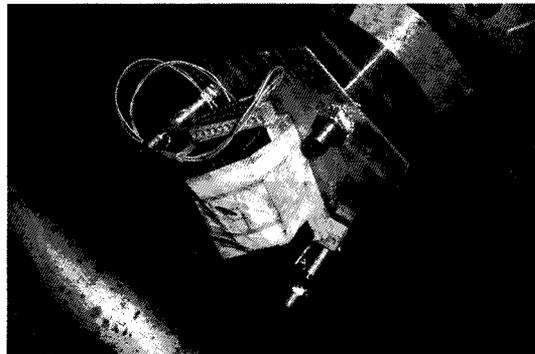
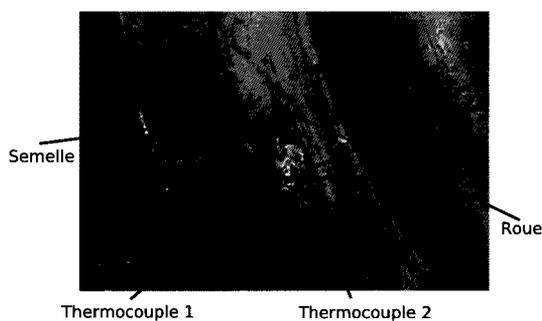


FIG. 1.2 – Thermocouples noyés dans la roue

FIG. 1.3 – Système d'acquisition embarqué

Concernant la semelle, dix perçages sont effectués pour recevoir les thermocouples (chemisés, de type K et de diamètre 1,5 mm). Le schéma d'implantation est donné sur la figure 1.4, et le montage sur la figure 1.5. Le positionnement est motivé par l'obtention d'informations de gradients dans les différentes directions :

- les thermocouples 1, 3, 5, 6, 7 et 8 sont placés afin d'observer le gradient dans la semelle dans la direction circonférentielle, au centre de la largeur de la semelle, à 8 mm de profondeur,
- les thermocouples 2, 9 et 10 sont placés afin d'observer le gradient thermique dans la direction axiale à 16 mm de profondeur,

- les thermocouples 1, 2, 3 et 4 sont placés afin d’observer le gradient thermique dans la direction radiale.

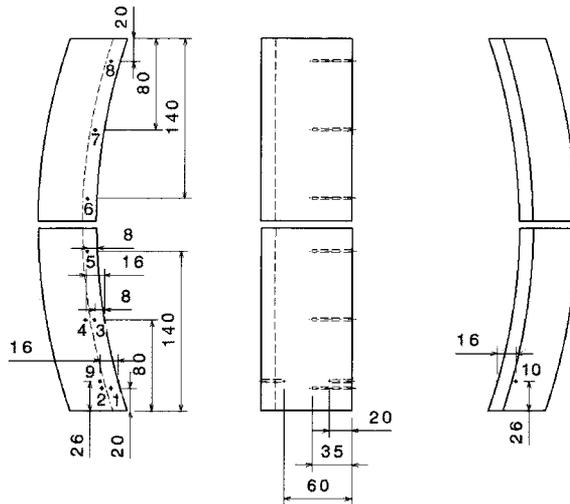


FIG. 1.4 – Schéma d’implantation des thermocouples dans la semelle



FIG. 1.5 – Thermocouples insérés dans la semelle

Dans les deux cas, la fréquence d’acquisition des thermocouples est de 2 Hz, qui est la fréquence maximale d’acquisition de l’enregistreur autonome. En outre, une acquisition plus rapide n’apporte rien, l’information délivrée par les thermocouples n’ayant pas d’évolution rapide.

1.1.2.2 Principe de la thermographie infrarouge et précautions d’utilisation

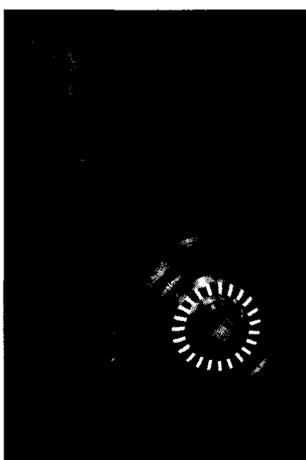
La thermographie infrarouge consiste à mesurer le rayonnement infrarouge émis par un corps. Différents ouvrages traitent de la mesure infrarouge [29, 49]. La caméra utilisée ici est basée sur la méthode dite de *snapshot*. Le capteur de rayonnement est une matrice à deux dimensions constituée de détecteurs infrarouges, appelés *pixels*, qui convertissent le rayonnement en signal analogique (DL : Degré de Luminance). Ce signal est stocké sur un disque dur et traité *a posteriori* en imagerie

thermique. 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 de courbes d'étalonnages associées à chaque filtre et temps d'intégration. Ces courbes d'étalonnages sont obtenues à partir de mesures réalisées sur un corps noir, la température étant fixée et l'émissivité étant égale à 1.

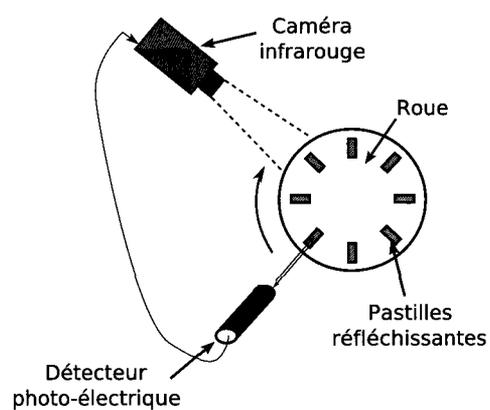
La mesure thermographique est ici réalisée à l'aide d'une caméra JADE, conçue et fabriquée par la société CEDIP, composée d'une matrice de 320*240 détecteurs. Les caractéristiques de cette caméra sont les suivantes :

- temps d'intégration : de 10 à 3000 μs ,
- fréquence d'acquisition : de 5 à 170 Hz en pleine fenêtre (320*240). L'utilisation en demi-fenêtre (160*120) porte la fréquence maximale à 340 Hz,
- longueurs d'ondes : 3,6-5,1 μm (sans filtre), 3,90-4,10 μm (avec filtre), ou 4,90-5,10 μm (avec filtre),
- résolution minimale : 20 mK à 20°C.

Au cours des essais, la caméra a été positionnée en sortie de contact (Figure 1.6(a)). Afin de recomposer un thermogramme sur un tour, il est nécessaire de faire l'acquisition de 23 images par tour (rapport entre la hauteur de la fenêtre de mesure et la circonférence de la roue), la distance entre la caméra et la roue est de 80 cm. L'utilisation en demi-fenêtrage se révèle nécessaire ici, vu le nombre d'images par tour, la vitesse de rotation maximale et la fréquence d'acquisition de la caméra. Le déclenchement de la caméra infrarouge est réalisé par un détecteur photoélectrique, avec 23 pastilles réfléchissantes collées régulièrement sur la roue suivant la direction angulaire. Le signal émis par le détecteur est renvoyé par les pastilles et le changement d'état du signal reçu génère une impulsion qui déclenche l'acquisition d'une image sur la caméra infrarouge. L'acquisition est ainsi synchronisée à la vitesse de rotation (Figure 1.6(b)).



(a) montage de la caméra sur le banc



(b) schéma de fonctionnement de la synchronisation

FIG. 1.6 – Système d'acquisition par thermographie infrarouge du bandage complet de la roue

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

$$\varphi = \epsilon \cdot \sigma \cdot F \cdot T^4 \quad (1.1)$$

où φ est le flux surfacique rayonné, ϵ l'émissivité, σ la constante de Boltzman, F un facteur de forme et T la température en Kelvin. Le problème essentiel de la mesure infrarouge en freinage est liée à l'inconnu sur l'émissivité. Celle-ci 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. La figure 1.7 représente le rayonnement mesuré en fonction de la température pour cinq émissivités différentes. La courbe obtenue pour une émissivité égale à 1 est la courbe d'étalonnage décrite précédemment.

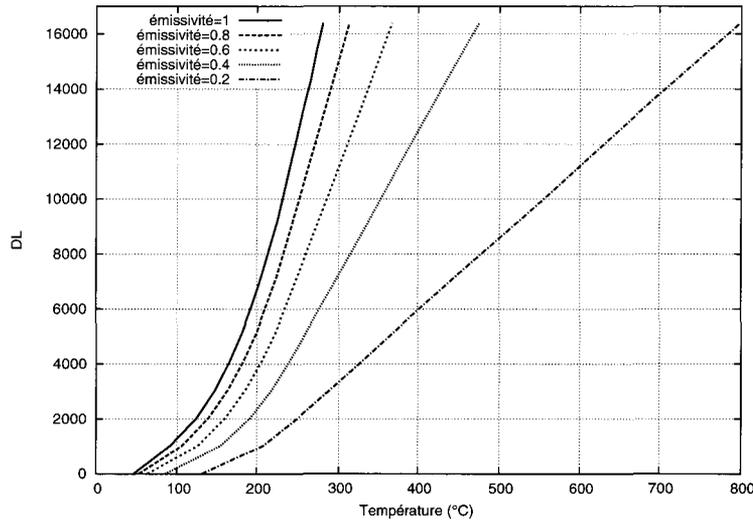


FIG. 1.7 – Exemple de courbe d'étalonnage (sans filtre et avec un temps d'intégration de $35 \mu s$) et sensibilité à l'émissivité

L'influence de l'émissivité sur les températures est importante. Par exemple, le tableau 1.1 montre les températures obtenues en fonction d'une émissivité comprise entre 0,2 et 1 pour un niveau de rayonnement de 12000 DL dans la configuration de la figure 1.7. La température « moyenne » est de $438 \text{ }^\circ\text{C}$ avec une incertitude de l'ordre de $\pm 192 \text{ }^\circ\text{C}$. L'erreur est élevée compte tenu de l'augmentation non proportionnelle de la température lorsque l'émissivité décroît.

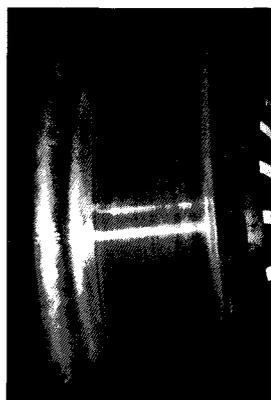
Rayonnement (DL)	Température ($^\circ\text{C}$)				
	$\epsilon = 1$	$\epsilon = 0,8$	$\epsilon = 0,6$	$\epsilon = 0,4$	$\epsilon = 0,2$
12000	246	270	310	390	630

TAB. 1.1 – Température en fonction de l'émissivité pour un niveau de rayonnement (sans filtre et avec un temps d'intégration de $35 \mu s$)

Synthèse : La thermographie infrarouge est donc un moyen d'observer qualitativement différents phénomènes, principalement macroscopiques, en surface de roue. Pour une utilisation quantitative, l'émissivité doit être connue, ce qui n'est pas le cas en freinage. Les thermogrammes convertis en température pour une émissivité donnée doivent donc être utilisés avec une grande prudence.

Estimation de l'émissivité pour notre application

Les freinages engendrent une modification de l'état de surface de façon visible. Les photos sur la figure 1.8 ont été prises après une série de freinages avec des semelles organiques (a) et des semelles fonte (b). Sur la figure 1.8(a), une pellicule de couleur foncée est déposée sur la surface frottante, probablement due à la présence de dépôts d'usure et de troisième corps. Des traces d'oxydation (rouille) et d'abrasion sont particulièrement visibles dans le second cas (Figure 1.8(b)). Qualitativement, l'aspect semble beaucoup plus lisse dans le cas du freinage par semelles composites qu'avec l'utilisation de semelles en fonte.



(a) après freinages avec semelle organique



(b) après freinages avec semelle fonte

FIG. 1.8 – Etats de surface de la roue obtenus après freinages

La figure 1.9 représente deux thermogrammes obtenus après un freinage avec une semelle composite à matrice organique (a) et une semelle fonte (b), la température de surface étant de l'ordre de 60 °C. Elles ont été enregistrées suffisamment longtemps après la fin du freinage, afin de permettre l'homogénéisation des températures. La figure 1.9(a) montre une surface possédant une température homogène tandis que des élévations locales de température sont observables sur la figure 1.9(b). Celles-ci sont peu probables compte tenu des conditions d'acquisition, c'est donc une non uniformité de l'émissivité qui serait en cause. On observe donc a priori une émissivité plus uniforme dans le cas des freinages avec des semelles composites que dans le cas avec des semelles en fonte, ce qui concorde avec l'observation de l'état de surface. Néanmoins, cette uniformité n'est pas vérifiable, ni même assurée, lors des mesures en cours de freinage, compte tenu notamment des élévations locales de température, des dépôts de matériau de la semelle, etc.

Une estimation de l'émissivité peut être obtenue en fin de freinage : après homogénéisation de la température de surface de la roue, une comparaison entre l'information reçue par les thermocouples frottants et la mesure thermographique peut être effectuée. L'égalisation des deux informations peut être réalisée en ajustant alors l'émissivité. La mesure de référence peut aussi être obtenue par thermographie sur une surface de référence n'ayant pas frottée (surface peinte qui possède une émissivité proche de 1).

La figure 1.10 montre une estimation réalisée à partir d'une surface peinte lors d'une utilisation sans filtre, avec un temps d'intégration de 375 μs . Des outils implantés dans le logiciel permettent d'obtenir la température au niveau d'un point, le long d'une ligne ou d'une surface. C'est un outil de type « ligne » qui est utilisé ici, permettant d'obtenir les températures minimales et maximales mesurées sur cette ligne, ainsi que la température moyenne. La température donnée par les ther-



(a) après freinages avec semelle organique

(b) après freinages avec semelle fonte

FIG. 1.9 – Thermogrammes correspondant aux deux types de semelle pour une émissivité égale à 0,7 pour une température de surface de roue d'environ 60°C

mocouples frottants est de l'ordre de 102 °C, les températures moyennes mesurées par la caméra infrarouge sur la zone peinte est de 112 °C au niveau de la ligne de mesure n°1. La température étant supposée être uniforme, cette hypothèse peut être remplie en modifiant les valeurs des émissivités de la zone frottée. On obtient finalement une valeur de 0,24 au niveau de la ligne de mesure n°2. C'est cette valeur qui sera utilisée pour la suite de l'exploitation des thermogrammes.

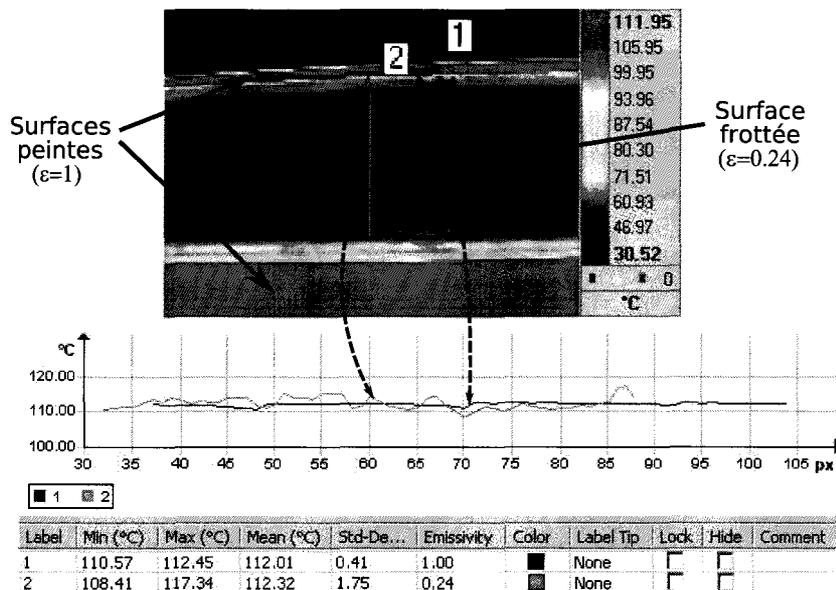


FIG. 1.10 – Estimation de l'émissivité à partir d'une zone peinte pour les semelles organiques (sans filtre et temps d'intégration 375 μ s)

1.2 Protocole d'essai

Afin de modifier progressivement les contraintes dans la roue, les différents freinages ont été classés par énergie croissante. Ces freinages sont issus du programme N°3 de la fiche UIC 541-4 [58], spécifiant les programmes d'homologation des semelles en matériau composite. D'autre part, afin de préserver l'état de surface pour les mesures thermographiques de la bande de roulement, les

Numero	Vitesse initiale (km/h)	Effort sur la semelle (kN)	Masse à freiner (t)	Matériau	Type	Mesure de contraintes
Mesure avant rodage						1
Rodage des semelles composite						-
1 à 5	60	8	2.5	B	Arrêt	-
6 à 10	100	5	2.5	B	Arrêt	-
11 à 15	60	8	2.5	A	Arrêt	-
16 à 20	100	5	2.5	A	Arrêt	2
21 à 25	60	8	9	B	Arrêt	-
26 à 30	120	8	9	B	Arrêt	-
31 à 35	120	30	9	B	Arrêt	3
36 à 40	60	8	9	A	Arrêt	-
41 à 45	120	8	9	A	Arrêt	-
46 à 50	120	30	9	A	Arrêt	4
51	70			B	Maintien 20 kW - 45 minutes	5
52	70			A	Maintien 20 kW - 45 minutes	6
Rodage des semelles fonte						-
53 à 57	60	24	2.5	Fonte	Arrêt	-
58 à 62	100	15	2.5	Fonte	Arrêt	-
63 à 67	60	24	9	Fonte	Arrêt	-
68 à 72	120	24	9	Fonte	Arrêt	-
73 à 77	120	90	9	Fonte	Arrêt	7
78	70			Fonte	Maintien 20 kW - 45 minutes	8
79	70			Fonte	Maintien 36 kW - 34 minutes	9
80	70			Fonte	Maintien 45 kW - 34 minutes	10
81	70			Fonte	Maintien 45 kW - 34 minutes	11
Réusinage de la roue						12
82	70			A	Maintien 36 kW - 34 minutes	13
83	70			A	Maintien 36 kW - 34 minutes	14
84	70			B	Maintien 36 kW - 34 minutes	15
85	70			B	Maintien 36 kW - 34 minutes	16
86	70			Fonte	Maintien 36 kW - 34 minutes	-

TAB. 1.2 – Programme d'essai

freinages par matériaux composites ont été réalisés avant les freinages avec une semelle fonte. Deux types de semelles composites ont été testées, nommées A et B, ainsi qu'une semelle en fonte P10 (1% de phosphore). La semelle A est une semelle homologuée par différents réseaux et commercialisée par Flertex actuellement sur différentes applications. La semelle B est une variante de la semelle A, élaborée spécifiquement pour cette étude et possédant un module en compression légèrement supérieur à celui de la semelle A. Le protocole d'essai est décrit au tableau 1.2. Il est constitué

de successions de freinages d'arrêts et de freinages de maintien. Les freinages d'arrêts sont répétés cinq fois, afin d'obtenir un comportement « moyen » du système. Un réusinage de la surface de frottement a été réalisé au cours des essais, suite au second freinage de maintien de 45 kW (freinage 81) au cours duquel la semelle fonte a fondu partiellement sur la roue. La colonne « mesure » indique les numéros des mesures de contraintes résiduelles réalisées après les séries de freinages.

Afin de simuler les mêmes puissances lors des freinages avec les semelles fonte, les efforts ont été multipliés par trois, ce qui correspond au rapport entre les coefficients de frottement des semelles en matériaux composites et des semelles en fonte. Un rapport précis entre ces deux valeurs est difficile à obtenir, ne connaissant pas à l'avance les coefficients de frottement de chacune des semelles dépendant notamment de l'effort dans le cas des semelles en fonte. De plus, dans le cas des semelles en fonte, l'effort est divisé par trois lorsque la vitesse est inférieure à 30 km/h. En effet, au dessous de cette limite, une remontée importante du coefficient de frottement est observée. Cette règle est couramment appliquée lors des essais d'homologation.

La roue utilisée est une roue VMS[®] (Valdunes Mountain Safety[®]) (Figure 1.11) fabriquée par Valdunes, de diamètre 920 mm. Celle-ci présente l'avantage de diminuer les niveaux de contraintes résiduelles et de déjettement par rapport à une roue ORE grâce au profil de la toile (Figure 1.12). La géométrie de la roue testée présente une particularité par rapport à celles utilisées classiquement lors d'essais sur roue : la roue est usinée à la côte de « mi-usure ». Le diamètre mesuré avant essai est de 890 mm. Ceci résulte d'un compromis entre une hauteur de jante suffisante pour la mesure des contraintes résiduelles (idéalement sur une roue neuve) et une modification des contraintes résiduelles plus facile (idéalement sur une roue usée).

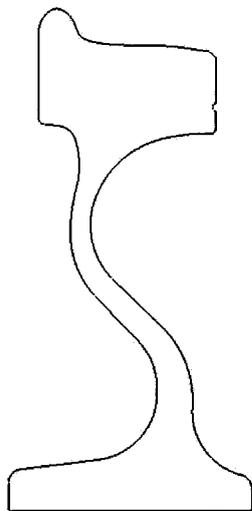


FIG. 1.11 – Roue VMS

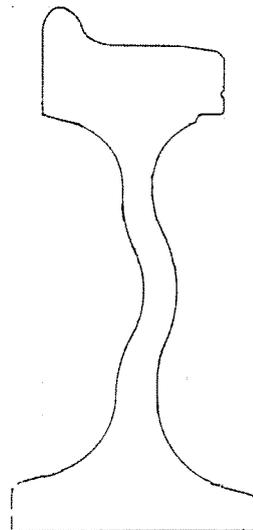


FIG. 1.12 – Roue ORE

Toutes les semelles testées sont des semelles neuves, rodées à hauteur de 80 % (rapport entre la surface effectivement frottée et la surface potentielle de contact). Le rodage a lieu sur la même roue avec des freinages peu sévères (masse à freiner : 2,5 tonnes, effort par semelle : 500 daN ou 1000 daN pour la fonte, vitesse initiale : 100 km/h).

1.3 Détermination expérimentale du champ de contraintes

1.3.1 Techniques de mesures

Il existe différentes méthodes permettant d'estimer les contraintes résiduelles, ceci de façon locale ou globale, destructives ou non. Parmi ces méthodes, on peut citer la méthode par découpage et extensométrie, ou encore la méthode du trou. Deux autres méthodes seront présentées ci dessous, car non destructives, dont une sera largement utilisée par la suite. Ces deux méthodes sont :

- la méthode par diffraction des rayons X,
- la méthode ultrasonore.

1.3.1.1 Méthode par diffraction des rayons X

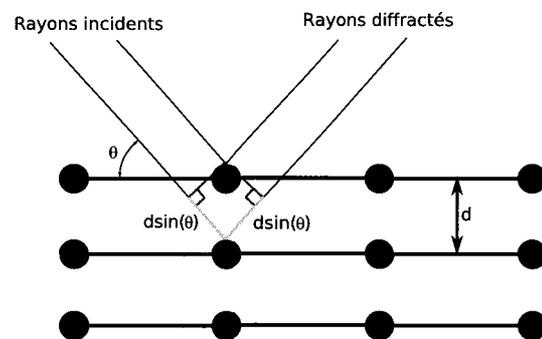


FIG. 1.13 – Schéma de principe de l'interférence constructive

D'un point de vue microscopique, les contraintes résiduelles introduisent une déformation uniforme du réseau cristallin, qui se traduit par une variation de la distance interréticulaire [9]. C'est donc le cristal lui-même et en particulier la famille de plans cristallins analysés qui sert de jauge de déformation. Un pic de diffraction est observable lors du balayage angulaire du faisceau de rayons X sur la pièce : il y a interférence constructive quand la différence de marche entre les rayons incidents et les rayons diffractés est égale à un nombre entier de fois la longueur d'onde (Figure 1.13), ce que traduit la loi de Bragg (équation 1.2) :

$$2d\sin(\theta) = n\lambda \quad (1.2)$$

où d est la distance interréticulaire, θ l'angle de diffraction, λ la longueur d'onde et n un nombre entier.

On appelle d_0 la distance interréticulaire des plans du matériau non contraint. Pour un matériau contraint, la distance interréticulaire prend la valeur $d_{\phi\psi}$ et la déformation est alors définie de la façon suivante :

$$\epsilon_{\phi\psi} = \frac{d_{\phi\psi} - d_0}{d_0} \quad (1.3)$$

où ϕ et ψ sont les angles d'Euler. L'estimation de la contrainte résiduelle s'effectue ensuite à l'aide des lois de l'élasticité.

En pratique, la mesure par diffraction permet de suivre la contrainte sur quelques dixièmes de millimètres en réalisant des attaques électrolytiques successives. Cette méthode est finalement peu appropriée pour suivre de façon globale l'évolution des contraintes résiduelles dans la roue.

1.3.1.2 Méthode ultrasonore

Les techniques ultrasonores (US) pour mesurer les contraintes dans les jantes des roues sont basées sur le concept de la biréfringence (division de l'onde incidente en deux ondes réfractées) [8, 15]. Une onde polarisée est envoyée dans la jante et réfléchiée sur la face opposée. Le temps de parcours de l'onde, appelé « temps de vol », est alors mesuré. Cette mesure a lieu dans deux directions (radiale et circonférentielle, parallèles aux contraintes principales [46]), la différence des temps de vol, qui traduit la différence des vitesses des ondes des deux mesures, est proportionnelle à la différence des contraintes dans ces deux directions (1.4).

$$\begin{aligned} B_M &= B_0 + B_\sigma \\ &\text{et} \\ B_\sigma &= K(\sigma_{\theta\theta} - \sigma_{rr}) \end{aligned} \tag{1.4}$$

avec :

- B_M : biréfringence mesurée,
- B_0 : biréfringence due à l'élasticité anisotrope,
- B_σ : biréfringence due aux contraintes,
- K : facteur de proportionnalité,
- $(\sigma_{\theta\theta} - \sigma_{rr})$: contraintes dans les deux plans de polarisation maximale, ici circonférentielles et radiales.

Pour les aciers de classe C (dans le cas présent de l'acier C45), le coefficient K est évalué à $1/43 \text{MPa}/(m/s)$ et la biréfringence due à l'élasticité anisotrope est négligeable selon Valdunes. Classiquement, l'hypothèse d'une contrainte radiale nulle est faite, la mesure donne donc directement la valeur de la contrainte résiduelle circonférentielle moyenne dans le volume balayé. L'erreur de mesure est de l'ordre de $\pm 25 \text{MPa}$ selon l'expérience de Valdunes et la SNCF qui ont pu comparer cette technique avec des mesures par découpage et extensométrie notamment.

En pratique, les mesures ont lieu sur 3 angles différents pour un rayon donné (0° , 120° et 240°). La moyenne de ces trois valeurs est considérée comme la contrainte résiduelle circonférentielle moyenne. Une sonde piezo-électrique servant d'émetteur-récepteur, de diamètre 15 mm, est appliquée sur la face extérieure de la jante (Figure 1.14). L'onde ultrasonore est envoyée dans la jante, un « couplant » étant utilisé pour permettre le passage de l'onde de l'émetteur à la roue. L'onde est réfléchiée sur la face intérieure de la jante et retournée vers le récepteur, mesurant ainsi le temps de vol. Le volume balayé par l'onde n'est alors pas tout à fait un cylindre, mais possède une forme conique. De plus, la mesure étant manuelle, il existe une dispersion liée à l'opérateur qui vient s'ajouter à l'erreur de mesure. Cette dispersion a été évaluée par une mesure de répétabilité à $\pm 9 \text{MPa}$.

Afin de comparer les résultats numériques aux mesures, une méthode de calcul de moyenne des contraintes résiduelles circonférentielles dans la jante est effectuée de façon similaire à la méthode ultrasonore. Le volume sélectionné diffère légèrement du volume réel, dans le sens où la forme est droite et non conique (Figure 1.15). La contrainte moyenne dans le volume comprenant n éléments est alors obtenue par :

$$\sigma = \frac{\sum_{i=1}^n \sigma_i S_i}{\sum_{i=1}^n S_i} \tag{1.5}$$

La sélection est ensuite déplacée à une autre profondeur par rapport à la surface pour estimer la contrainte moyenne suivant le rayon de la roue.

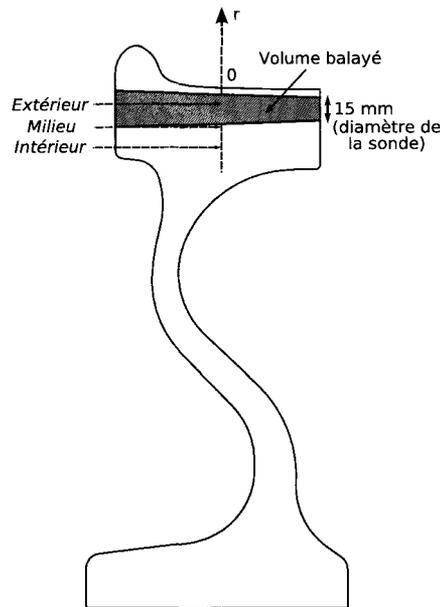


FIG. 1.14 – Repère utilisé et représentation du volume balayé dans la mesure ultrasonore

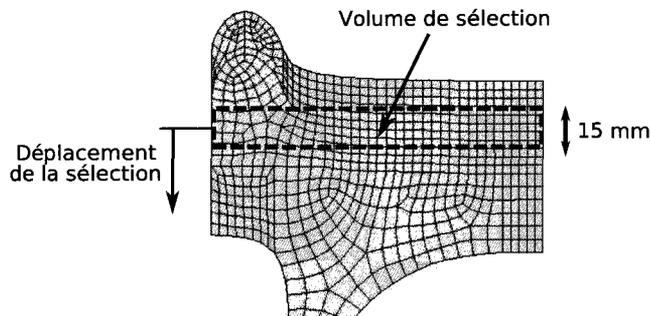


FIG. 1.15 – Principe de sélection des éléments pour le calcul de la contrainte résiduelle moyenne

Nous proposons de vérifier l'hypothèse de contraintes radiales nulles à partir d'un résultat de simulation du traitement thermique. Les détails du calcul seront présentés au chapitre 3.

Les figures 1.16(a) et (b) montrent respectivement les contraintes résiduelles radiales et circonférentielles obtenues à la fin du traitement thermique. Sur ces cartographies, la formule 1.5 est appliquée pour obtenir les contraintes résiduelles moyennes radiales σ_{rr} et circonférentielles $\sigma_{\theta\theta}$. La comparaison entre $\sigma_{\theta\theta}$ et $(\sigma_{\theta\theta} - \sigma_{rr})$ en fonction de la profondeur est réalisée à la figure 1.16(c). La différence entre les deux courbes est quasiment constante et égale à 4 MPa pour des niveaux mesurés d'environ 100 MPa. La contrainte radiale peut donc effectivement être négligée dans l'équation 1.4.

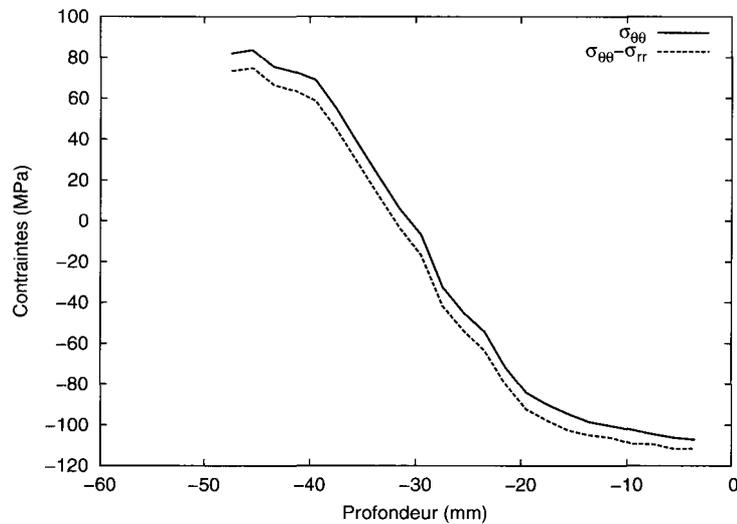
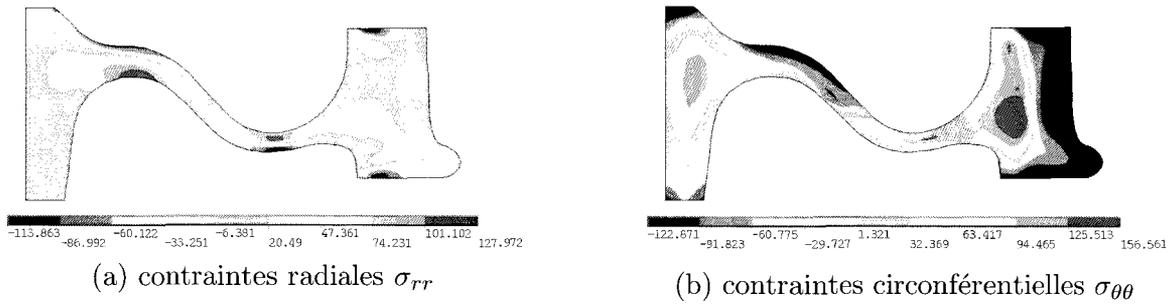


FIG. 1.16 – Contraintes résiduelles après traitement thermique moyennées selon l'équation 1.5 (MPa)

Synthèse

Dans le cadre du suivi de l'évolution de contraintes et de la détermination du champ initial, la méthode ultrasonore est plus adaptée car elle permet de connaître l'évolution suivant la profondeur dans la jante. Elle est aussi plus facile de mise en œuvre. C'est cette méthode qui a été adoptée dans la suite.

1.3.2 Evolution des contraintes résiduelles

La figure 1.17 présente, pour la succession de freinages, l'évolution des contraintes résiduelles circonférentielles au niveau des trois profondeurs définies par rapport à la table de roulement (Figure 1.14) :

- *intérieur* : à 40 mm de la table de roulement,
- *milieu* : à 25 mm de la table de roulement,
- *extérieur* : à 10 mm de la table de roulement.

On constate un état de contraintes résiduelles de compression à l'état initial, qui évolue au cours de la séquence d'essai. La contrainte mesurée à 10 mm sous la table de roulement est modifiée en

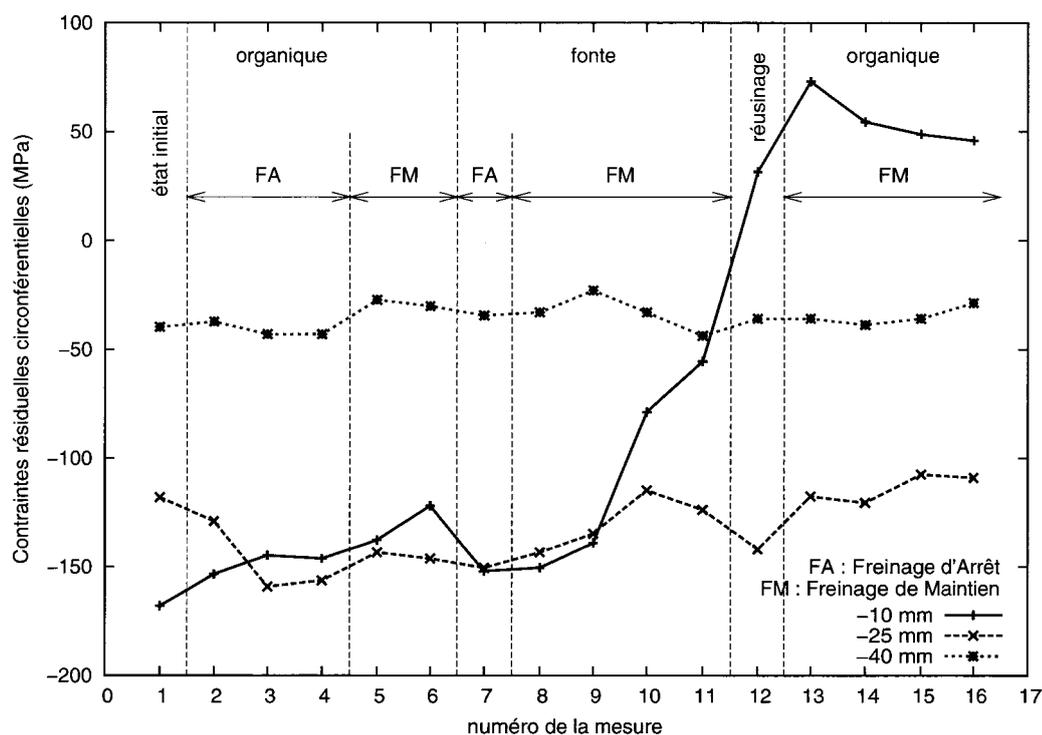


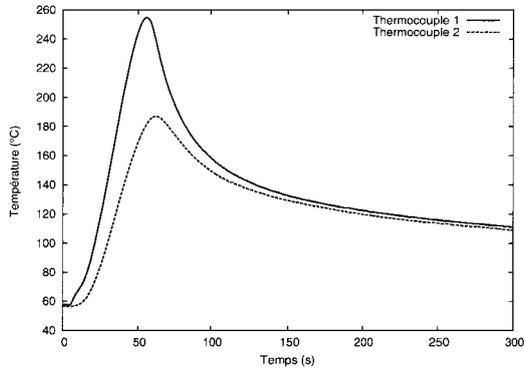
FIG. 1.17 – Evolution des contraintes résiduelles dans la roue au fur et à mesure du programme d'essai (Tableau 1.2)

une contrainte de traction pour les derniers freinages. Globalement les freinages d'arrêts (mesures 2 à 4 et mesure 7) ont tendance à peu modifier les contraintes. Les freinages de maintien modifient celles-ci plus fortement : une légère diminution de la contrainte résiduelle circumférentielle à 10 mm est observable aux mesures 5 et 6, les mesures 8 à 11 montrent une diminution d'environ 100 MPa de la contrainte de compression à 10 mm de profondeur. Celle-ci est fortement affectée par le réusinage pourtant limité (passage d'un diamètre de 890 mm à 889 mm), la surface de la jante étant désormais en traction. La mesure 13 confirme ce passage. Les mesures 14 à 16 montrent plutôt une réorganisation des contraintes, une diminution de la contrainte de traction à 10 mm est observable. Parallèlement, on note aussi la tendance à diminuer les contraintes de compression à 25 et 40 mm.

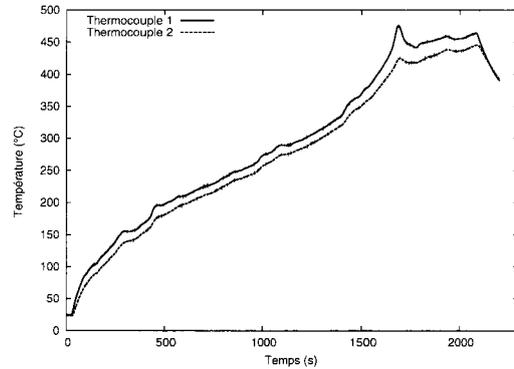
Finalement, seuls les freinages de maintien modifient les contraintes résiduelles. Ceci peut être en partie expliqué par les températures atteintes. La figure 1.18 montre les températures dans la roue mesurées par les deux thermocouples (thermocouple 1 : 8 mm et thermocouple 2 : 15 mm) au cours d'un freinage d'arrêt (Freinage 35) et d'un freinage de maintien (Freinage 80). Les freinages d'arrêts conduisent à une élévation rapide de la température en surface avec un gradient thermique important dans la jante. Mais ces niveaux ne sont maintenus que pendant un temps très court.

Dans le cas des freinages de maintien, les températures maximales sont à la fois plus élevées et maintenues de façon importante dans le temps, une faible différence de température existant aussi entre les deux thermocouples, ce qui traduit une élévation à coeur de la jante. Les conditions sont donc réunies pour activer le comportement visqueux du matériau, la relaxation ou le fluage et donc pour modifier les contraintes résiduelles.

Ainsi, la problématique des freinages d'arrêts peut être découplée de celle de l'évolution des contraintes où finalement seuls les freinages continus ont une importance à court terme.



(a) Freinage d'arrêt



(b) Freinage de maintien

FIG. 1.18 – Evolutions de la température dans la roue à 8 et 15 mm de profondeur (respectivement thermocouple 1 et 2)

1.4 Bilan des thermographies

L'étude de la sollicitation thermique à partir des thermographies a pour objectif d'orienter les modélisations numériques à venir. La figure 1.19 montre les gradients « caractéristiques » observés lors de chaque série de freinages d'arrêt.

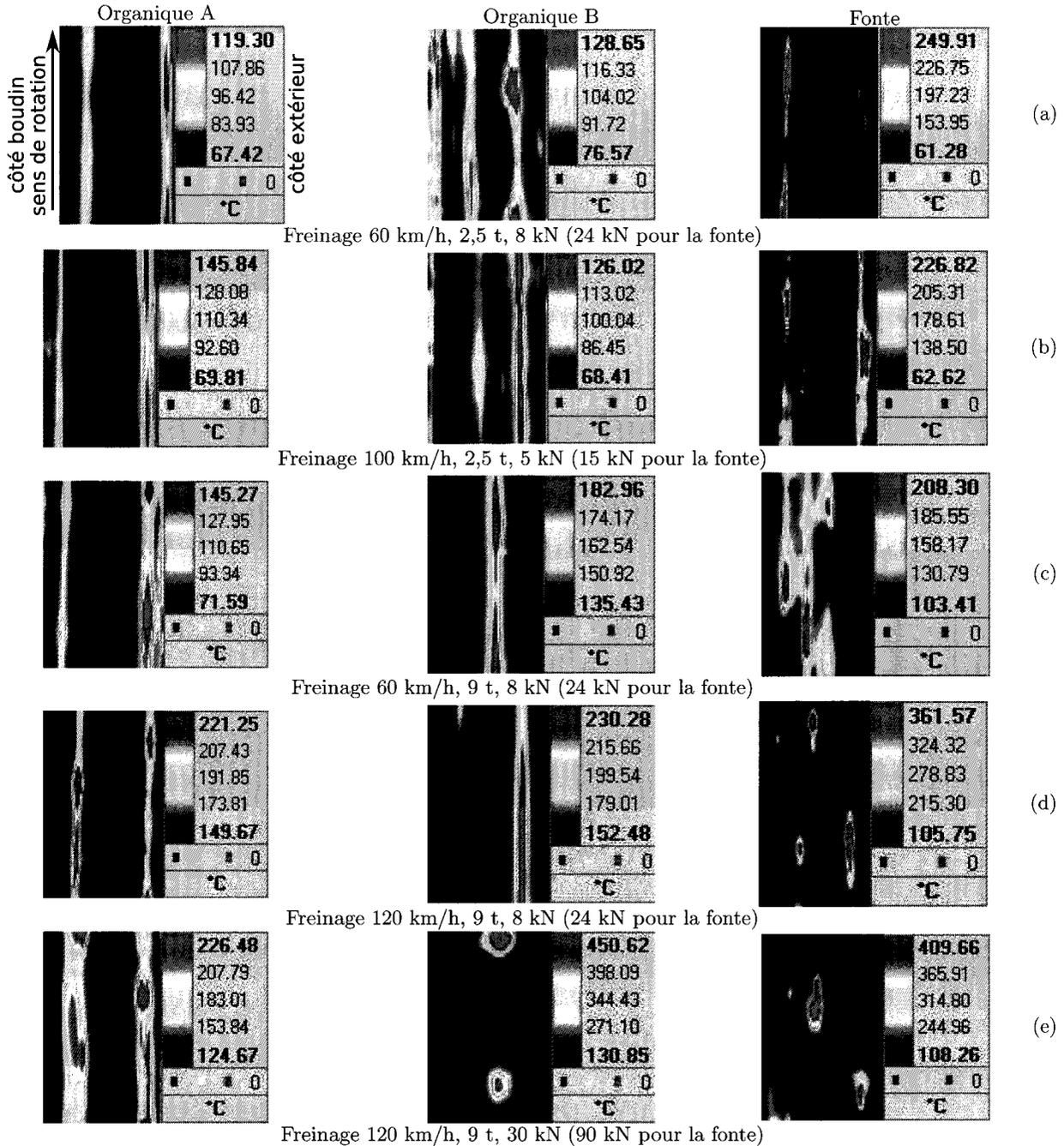


FIG. 1.19 – Thermogrammes observés lors des freinages d'arrêts pour les matériaux A, B et fonte (de g. à d.)

Il s'agit d'une image thermique issue d'un freinage parmi les cinq simulés à l'instant où la température est maximale, qui représente au mieux, de façon synthétique, le comportement thermique de la série. Intéressons nous d'abord aux semelles en fonte : le comportement observé lors de tous les freinages d'arrêts est quasiment identique. Des localisations très petites sont observables, avec des températures élevées (Figure 1.19(a) à (e)-Fonte).

Dans le cas des semelles composites, deux cas peuvent être distingués. Le premier est un comportement de type « bandes chaudes », axisymétriques (Figure 1.19(a) à (d)-Organiques A et B). Le second cas apparaît si l'effort appliqué est important, des localisations de type « points chauds sur bande » sont alors observables (Figure 1.19(e)-Organique B).

L'acquisition utilisée ici permet la reconstitution complète de la bande de roulement (23 images sont prises par tour). Trois reconstitutions sont présentées à la figure 1.20 en utilisant 24 images. Les deux extrémités correspondent à la même zone prise à un tour d'intervalle. Une première constatation est qu'il y a très peu de changements d'un tour à l'autre. D'autre part, les figures 1.20(b) et (c) montrent une relative axisymétrie des bandes. Ainsi les thermogrammes représentés à la figure 1.19 sont représentatifs du comportement sur toute la circonférence. On peut observer un déplacement axial de la bande chaude et des points chauds sur un tour dans le cas de l'organique B. Des effets géométriques peuvent être à l'origine des variations intermittentes de portée (voile de la roue causé par l'adaptation pour le montage sur le banc d'essai).

Concernant les freinages de maintien, les gradients observables sont présentés sur la figure 1.21. Il s'agit de reconstitutions effectuées pour les freinages 82, 84 et 86 à 15 minutes après le début du freinage. Les thermographies montrent une large bande chaude dans le cas des freinages composites et un nombre important de petits points largement diffus dans le cas de la semelle fonte.

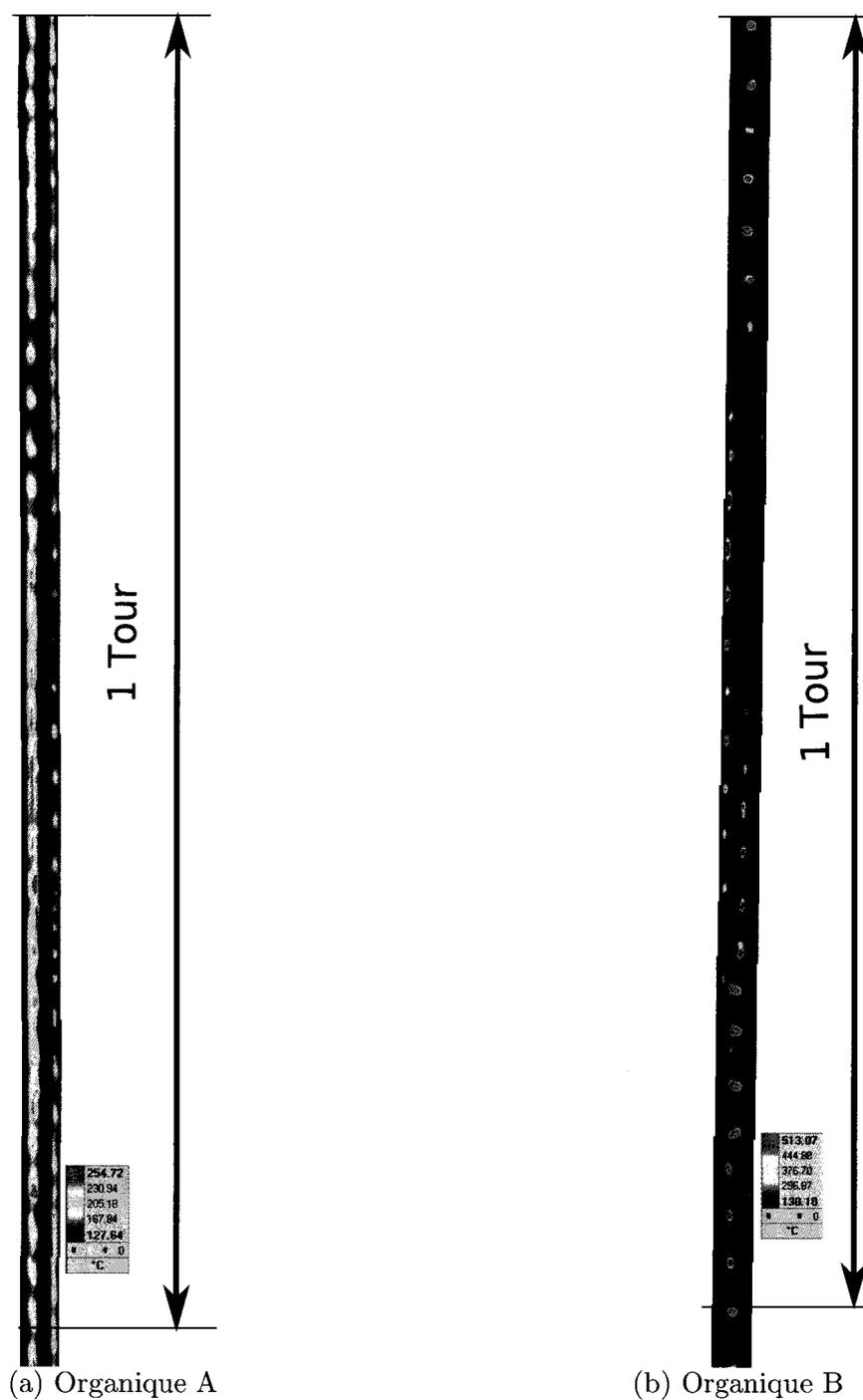


FIG. 1.20 – Exemples de reconstitutions de la bande de roulement (caractéristiques du freinage : 120 km/h, 9 tonnes, 30 kN)

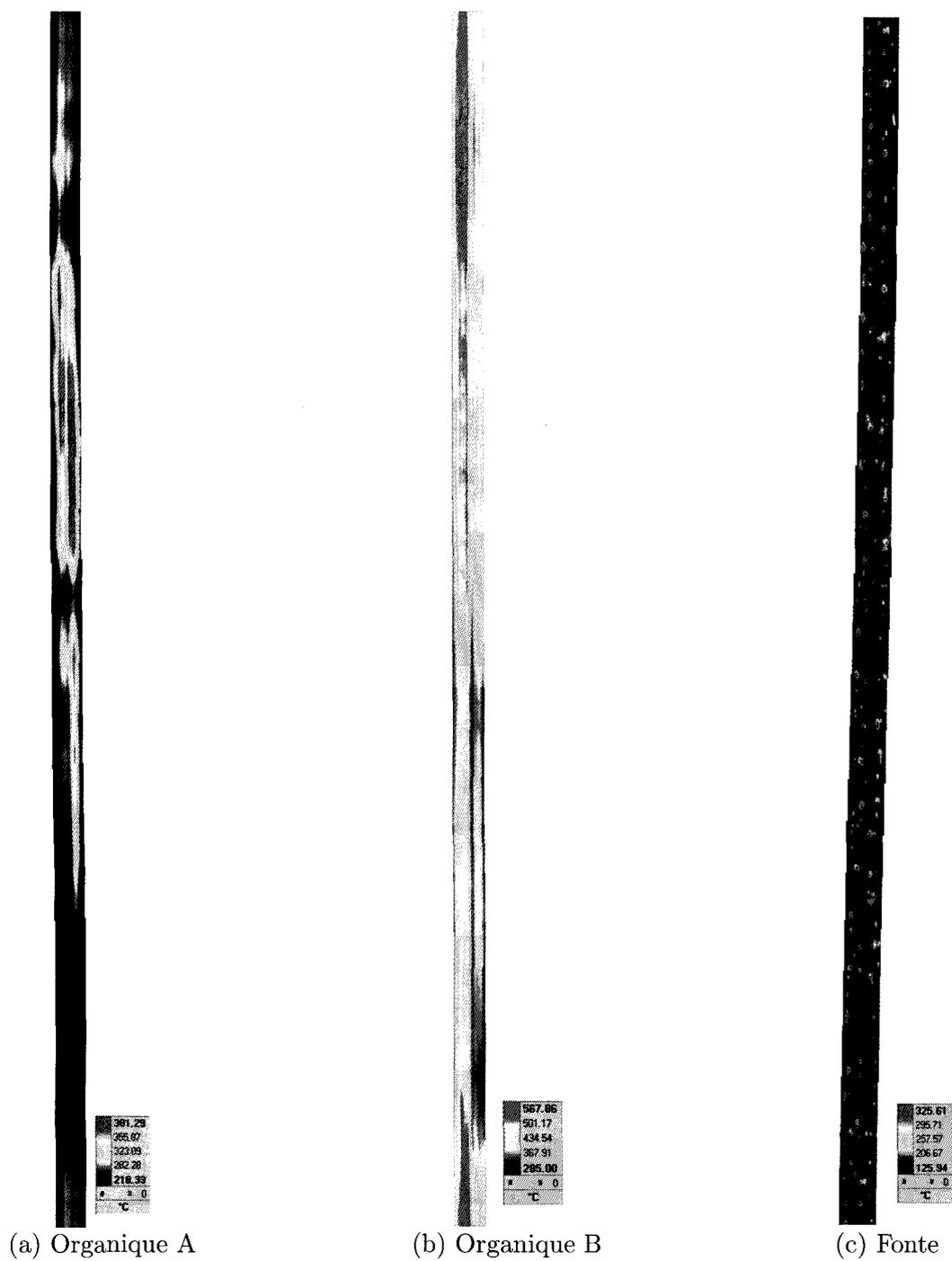


FIG. 1.21 – Freinages de maintien 36 kW - 34 minutes - 70 km/h

Pour les freinages dont la puissance atteint 45 kW, réalisés avec des semelles fonte, il y a, après 20 minutes de freinages, apparition de points chauds macroscopiques en lieu et place de gradients très localisés (Figure 1.22).

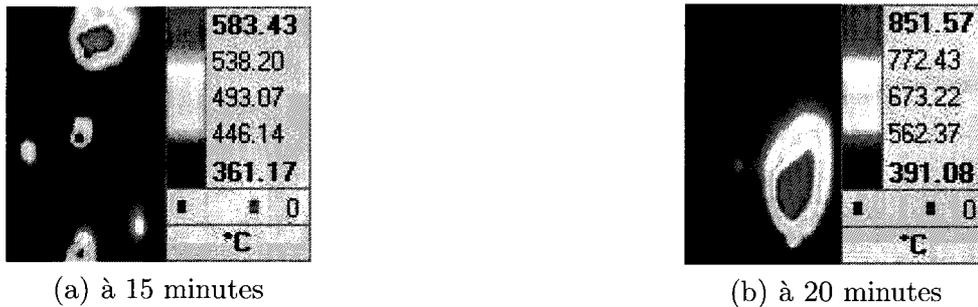


FIG. 1.22 – Freinage de maintien 45 kW avec semelle en fonte

1.5 Bilan

Sollicitation thermique

Les observations thermographiques ont montré dans tous les cas une non-uniformité des champs de température. Différents types de gradients thermiques ont pu être observés au cours de ces essais. Ceux-ci peuvent être classés entre quatre principaux types (Figure 1.23), sensiblement identiques à ceux observés dans les disques de frein [2, 20] :

- des localisations de type **bandes chaudes (a)**, elles sont étroites dans le cas des freinages d'arrêts et avec une température comprise entre 100 et 250°C et peuvent circuler axialement plus ou moins rapidement. Elles sont plus larges et principalement centrées lors des freinages de maintien,
- des **points chauds sur bande chaude (b)** qui apparaissent lors des freinages d'arrêts plus sévères (masse importante et/ou effort de freinage important). Leur température est comprise entre 220 et 550°C,
- des **points chauds macroscopiques (c)** qui apparaissent dans les cas extrêmes (limite thermique de la semelle fonte) avec des températures au centre du point chaud de l'ordre de 700 à 800°C,
- des **gradients très localisés (d)** répartis sur toute la largeur de la bande roulement, sans distribution *a priori* ordonnée et visible, principalement dans le cas des semelles fonte avec des températures maximales comprises entre 200 et 450°C.

La liste proposée n'est pas exhaustive, compte tenu du nombre réduit de freinages. De plus, le comportement des semelles frittées et d'autres semelles fonte et organique n'a pas été observé.

Pour les matériaux organiques, un comportement axisymétrique est globalement représentatif de l'ensemble des freinages d'arrêts et de maintien. Pour le freinage d'arrêt où l'effort atteint 30 kN, cette constatation est à atténuer pour le matériau B, de rigidité supérieure (gradient de type (b)). Les freinages de maintien ont montré une large bande centrée sur la majeure partie du freinage. Nous verrons dans les chapitres suivants que ce phénomène est lié à une déformation globale de la

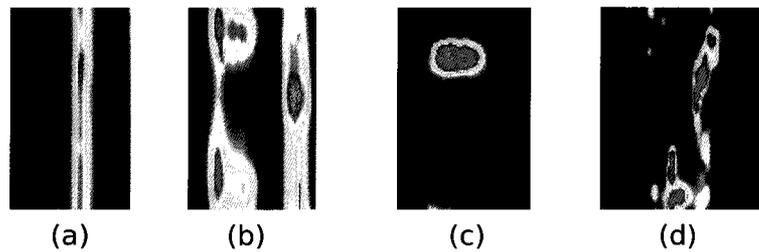


FIG. 1.23 – Classification des gradients thermiques observés sur la roue

semelle, issue des dilatations thermiques plus importantes au centre de la semelle par rapport aux bords libres.

Le cas des semelles fonte est plus complexe : les localisations sont principalement des points chauds de quelques centimètres, ce qui ne correspond pas exactement à un comportement axisymétrique.

Contraintes résiduelles

La modification des contraintes résiduelles est principalement causée par les freinages de maintien, à condition que la puissance des freinages soit supérieure à 20 kW. Plusieurs cycles de freinage sont nécessaires pour la stabilisation du niveau de contraintes. Pour les freinages d'arrêts, les modifications des contraintes résiduelles ne sont pas significatives.

On considérera donc par la suite deux parties :

- la modélisation des freinages d'arrêts avec semelles organiques qui doit faire intervenir le couple roue-semelle, dans le but de simuler les gradients thermiques de type « bandes chaudes », avec pour objectif principal la détermination des températures.
- la modélisation de l'évolution des contraintes résiduelles dans la roue qui peut se limiter à l'étude de la roue puisque seuls les freinages de maintien sont mis en cause, et que dans ce cas, la dissipation de chaleur est centrée sur une large bande sur la roue. Néanmoins la prise en compte de la semelle pourra être importante pour déterminer la distribution du flux sur la bande.

Chapitre 2

Détermination des températures en freinage roue-semelle

Le champ de température est un critère déterminant car il va directement influencer sur les mécanismes d'usure, les transformations de matériaux, la durée de vie de l'ensemble roue-semelle. Les modèles à développer doivent donc permettre de reproduire de façon satisfaisante ce champ de température. L'objectif final est de se doter d'outils permettant le choix d'un type de semelle face à une application donnée, d'expliquer les phénomènes relevés sur certaines applications ou encore de déterminer des voies d'amélioration des semelles.

2.1 Bibliographie

2.1.1 Génération de chaleur

La transformation de l'énergie cinétique en chaleur est un phénomène complexe du point de vue de la génération de chaleur. L'étude bibliographique de Majcherczak [41] montre qu'en raison des irrégularités et de l'usure des surfaces, le glissement des deux corps provoque, par dégradation de l'énergie mécanique, une double génération de chaleur, au niveau des contacts et dans l'espace interstitiel qui les sépare [7] :

- la génération de chaleur, au niveau des contacts, qui s'effectue en fait dans des zones très localisées, sous jacentes à chaque contact et appartenant à chaque aspérité qui glisse sur l'autre milieu,
- la génération de chaleur, dans le volume interstitiel entre les deux milieux, qui est la conséquence de l'érosion des surfaces et provoque l'accumulation de fines particules dans les interstices. Le volume interstitiel est un milieu diphasique gaz-solide fortement cisailé. Ce cisaillement provoque une génération volumique de chaleur dans ce milieu, également appelé « troisième corps ». Ce troisième corps est constitué en partie de particules issues de la dégradation des deux corps en contact (« premiers corps »). Il permet d'introduire en outre la notion de circuit tribologique : le troisième corps est alimenté d'une part par les premiers corps et d'autre part, par le milieu environnant. Deux voies d'éjection sont possibles : soit celui-ci sort momentanément du contact en restant sur l'un des premiers corps avant de recirculer dans le contact (débit de recirculation), soit il en est éjecté de façon définitive ce qui génère le débit d'usure [54]. Une partie de ce troisième corps est observable après ouverture

du contact. Des mécanismes de formation de « plaques portantes », zones où les débris se sont accumulés et compactés sous les pressions de contact et la température, sont postulés par Roussette à partir d'analyses sur un tribomètre de freinage et d'observations des premiers et troisième corps au microscope électronique à balayage [54].

La compréhension du contact est finalement un problème très complexe par la taille des phénomènes (échelle microscopique) et par le nombre de phénomènes et de mécanismes mis en jeu. Finalement, il n'y a actuellement pas de réponses concernant la source et l'endroit de la génération de chaleur dans le contact ni de modèles validés pour la génération de chaleur.

Pour la suite, on préférera donc considérer l'approche macroscopique classique de la génération de chaleur où la totalité de la puissance mécanique est convertie en chaleur :

$$Q = \mu(V) \cdot V \cdot F \quad (2.1)$$

où $\mu(V)$ est le coefficient de frottement dépendant de la vitesse de glissement V et F l'effort appliqué sur la semelle. On transpose ensuite, dans le problème thermique, l'endroit de la transformation de l'énergie sur la notion de partage de flux.

2.1.2 Partage de flux

Le problème thermique de deux solides en contact se pose d'abord en termes de partage de flux. Pour cela, dans le cas statique, Vernotte [62] puis Archard [4] font l'hypothèse de températures moyennes de surface égales : c'est l'hypothèse du contact parfait. Les solides semi-infinis sont modélisés indépendamment l'un de l'autre et sont couplés par l'intermédiaire d'un coefficient de partage du flux p correspond à la fraction du flux généré ϕ entrant dans le solide 1, la fraction complémentaire entrant dans le solide 2. Vernotte obtient que la chaleur produite à la surface de contact se partage proportionnellement aux effusivités ξ_i des deux matériaux, telle que :

$$p = \frac{1}{1 + \frac{\xi_2}{\xi_1}} \quad \text{où} \quad \xi = \sqrt{k\rho C} \quad (2.2)$$

En considérant les surfaces des pistes de frottement des deux solides dans le cas du freinage disque/garniture, on a :

$$p = \frac{S_1 \xi_1}{S_1 \xi_1 + S_2 \xi_2} \quad (2.3)$$

Une alternative souvent utilisée dans les modèles numériques, est de prendre en compte les deux solides en supposant l'égalité des températures de surface et en introduisant le flux généré à l'interface, ce qui permet de s'affranchir du coefficient de partage de flux.

En réalité, l'aire réelle de contact n'est qu'une partie de l'aire apparente, en raison notamment des irrégularités géométriques des surfaces. On considère qu'entre les zones de contact subsiste un espace interstitiel, en général mauvais conducteur, qui constitue un frein au transfert de la chaleur. Celle-ci converge donc vers les zones de contact pour lesquelles les passages sont plus faciles. Ainsi, il existe une discontinuité de la température au niveau de l'interface dans le cas stationnaire, qui permet alors de définir la résistance thermique de contact (RTC) statique comme étant :

$$R = \frac{T_{2c} - T_{1c}}{\varphi} \quad (2.4)$$

où φ est le flux de chaleur surfacique traversant l'interface, T_{1c} et T_{2c} les températures de contact sur les solides 1 et 2.

Au delà du cas statique, on doit à Mazo *et al* [43] la proposition d'un modèle thermique de contact sec glissant, basé sur deux solides en contact de surfaces parfaitement lisses mais séparés par une résistance thermique de contact glissant R_g . La fraction α de flux dissipée au cours du frottement est générée à la surface du solide 1, tandis que la fraction complémentaire est générée sur la surface de l'autre solide, telle que :

$$Q_{1c} = \alpha Q_t + \frac{(T_{2c} - T_{1c})}{R_g} \quad \text{et} \quad Q_t = Q_{1c} + Q_{2c} \quad (2.5)$$

α est appelé facteur de génération de flux ou encore fraction de flux généré qui participe à la chute de température à l'interface.

Dans la modélisation thermique du système roue-semelle, Vernersson utilise un modèle de deux résistances thermiques en série (Figure 2.1) [61]. Le flux Q_t généré à l'interface est partitionné entre la roue et la semelle selon :

$$Q_r = \frac{T_s - T_r}{R_r + R_s} + \frac{R_s}{R_r + R_s} Q_t \quad (2.6)$$

$$Q_s = \frac{T_r - T_s}{R_r + R_s} + \frac{R_r}{R_r + R_s} Q_t \quad (2.7)$$

$$p = \frac{Q_r}{Q_t} \quad (2.8)$$

où Q_r est le flux dissipé dans la roue, Q_s est le flux dissipé dans la semelle, T_r et T_s sont respectivement les températures de contact de la roue et de la semelle et R_r et R_s sont respectivement les résistances thermiques de la roue et de la semelle. Le partage de flux est alors dépendant des valeurs de résistances thermiques et des températures des deux solides au niveau du contact. On peut montrer que ce modèle est équivalent à celui proposé par Mazo *et al*. En effet, le flux reçu par la roue peut être écrit sous la forme :

$$Q_r = \frac{T_s - T_r}{R_r + R_s} + \frac{R_s}{R_r + R_s} Q_t$$

$$Q_r = \alpha Q_t + \frac{(T_s - T_r)}{R_g} \quad (2.9)$$

$$\text{où par analogie} \quad \alpha = \frac{R_s}{R_r + R_s}$$

$$\text{et} \quad R_g = R_r + R_s$$

Les valeurs moyennes des résistances thermiques utilisées en fonction du matériau de la semelle retenues par Vernersson sont présentées au tableau 2.1. Elles sont obtenues dans le cadre d'une modélisation de différents freinages de maintien, l'ajustement des valeurs est fait par comparaison des résultats avec des mesures thermographiques effectuées sur la face latérale du contact roue-semelle, qui permettent d'obtenir la température de la roue et de la semelle suivant leur épaisseur. La part de flux calculée dissipée dans la roue dans le cas du freinage par semelles organiques est comprise entre 93 et 96 %.

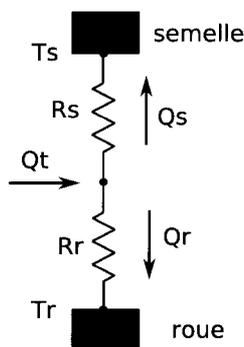


FIG. 2.1 – Représentation schématique du modèle de partage de flux [61]

Nature de la semelle	Fonte	Frittée	Organique
R_r ($^{\circ}\text{C}\cdot\text{m}^2\cdot\text{W}^{-1}$)	440×10^{-6}	250×10^{-6}	170×10^{-6}
R_s ($^{\circ}\text{C}\cdot\text{m}^2\cdot\text{W}^{-1}$)	350×10^{-6}	570×10^{-6}	720×10^{-6}

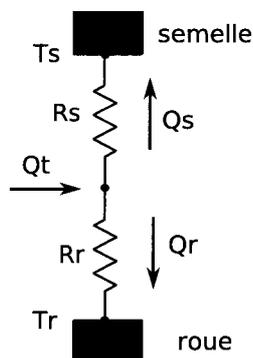
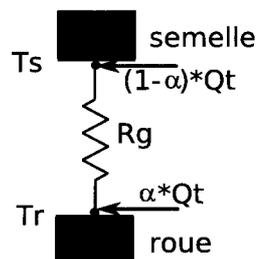
TAB. 2.1 – Valeurs des résistances thermiques de contact d'après Vernersson [61]

Utilisation des modèles dans le cas instationnaire

La notion de résistance thermique de contact étant définie à l'origine pour les problèmes stationnaires, une comparaison entre les modèles sur les problèmes thermiques stationnaires et transitoires est pertinente. On va s'intéresser principalement aux modèles de Mazo et Vernersson, tous deux utilisés dans le cas d'un frottement glissant.

La comparaison est effectuée à l'aide d'un modèle constitué de trois parties (Figure 2.2) :

- la première partie représentant la roue ou le disque, avec les propriétés thermiques d'un acier,
- la seconde partie représentant la semelle ou la garniture, avec les propriétés d'un matériau organique,
- la dernière partie représentant l'interface située entre les deux parties précédentes, composée d'une résistance thermique dans le cas de Mazo *et al* et de deux différentes pour Vernersson.

Modèle avec deux éléments de conduction
(Vernersson)

Modèle avec un élément de conduction (Mazo)

FIG. 2.2 – Représentation des modèles utilisés pour la comparaison

Dans le cas stationnaire, un flux de $20000 \text{ W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$ est appliqué à l'interface. Le tableau 2.2 montre les températures obtenues en surface de roue et de semelle en fonction des valeurs de résistances thermiques de roue R_R et de semelle R_S utilisées. La correspondance est parfaite dans les 2 cas, l'équivalence entre les deux modèles ayant été prouvée précédemment.

		1 élément (Mazo)		2 éléments (Vernersson)	
R_R	R_S	T_R	T_S	T_R	T_S
1000×10^{-6}	1000×10^{-6}	251,4	992,3	251,4	992,3
170×10^{-6}	720×10^{-6}	254,9	381,4	254,9	381,4

TAB. 2.2 – Résultats comparatifs dans le cas stationnaire

Dans le cas transitoire, un freinage d'arrêt est utilisé avec une puissance maximale de 170kW et un temps de freinage de 55s précédé de 4s de mise en pression. Les températures maximales atteintes sont égales dans les deux cas. La figure 2.3 montre l'évolution temporelle du pourcentage de flux dissipé dans la semelle par rapport au flux total.

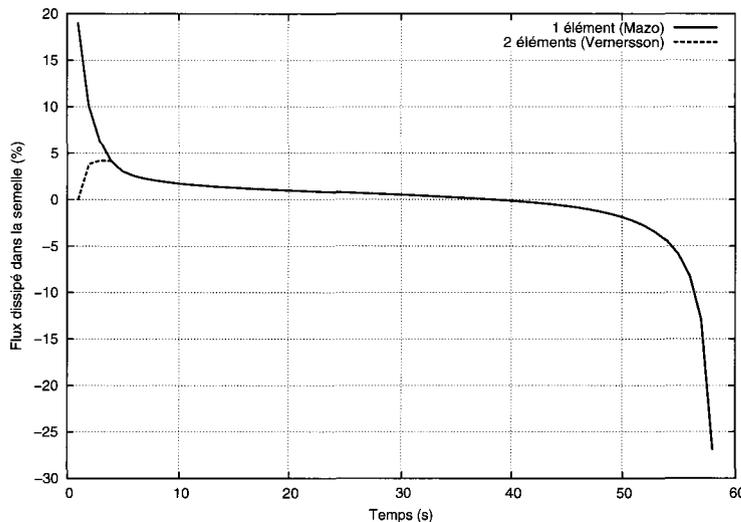


FIG. 2.3 – Evolution du pourcentage de flux dissipé dans la semelle

La différence entre les deux modèles se situe dans les premières secondes de freinage : la raison est liée à la partition initiale de flux pré-déterminée dans le modèle de Mazo alors que le flux est concentré dans l'interface dans le modèle de Vernersson. Par la suite, la même partition de flux est observée, qui montre une diminution de l'absorption du flux par la semelle, allant même jusqu'à s'inverser à partir de 39 secondes où une partie de l'énergie absorbée précédemment par la semelle est renvoyée dans la roue, s'ajoutant ainsi à l'énergie restante à dissiper, celle-ci étant particulièrement faible en fin de freinage. La roue joue ici le rôle de puit de chaleur.

Physiquement, le modèle utilisé par Vernersson peut être interprété comme suit : la génération de flux a lieu au centre du contact, dans le troisième corps circulant. Les résistances thermiques correspondent alors en partie à la constriction des lignes de flux et à la présence de troisième corps au niveau de la surface. Le modèle de Mazo *et al* peut correspondre à une génération de flux au niveau des surfaces des premiers corps, le troisième corps étant représenté par la résistance thermique de contact. Au final, les deux modèles sont quasiment équivalents, à la partition initiale de flux près.

Afin de considérer le gradient thermique à l'interface, nous choisissons pour nos simulations un modèle à un élément de conduction entre les deux solides, permettant de simuler la résistance thermique de contact. Cette configuration est retenue pour simplifier la modélisation, notamment le passage entre les modèles thermiques et mécaniques.

2.1.3 Détermination des températures

Le chapitre 1 a montré différentes localisations thermiques possibles lors du freinage roue-semelle, mais ceux-ci sont aussi observables dans les freins à disque, les embrayages, etc. Différents phénomènes sont en effet mis en jeu : les irrégularités géométriques, les dilatations thermiques, les phénomènes dynamiques, l'usure, etc. L'ensemble de ces couplages est finalement un problème complexe.

Intéressons-nous d'abord au problème d'élévation de température. Le problème de la détermination des températures dans la roue et dans la semelle est abordé par Dunaevsky [22]. La méthode présentée permet de déterminer l'élévation de la température maximale lors de freinages d'arrêt, qui est considérée comme la somme de l'élévation de la température moyenne de la roue et de la température maximale atteinte en surface. L'approche utilise l'axisymétrie de la roue, ainsi qu'un flux uniformément réparti. La part de flux introduite dans la roue est fonction des propriétés thermiques du couple roue-semelle. Vernersson s'affranchit de ce dernier point en intégrant la semelle dans un modèle éléments finis, où par l'utilisation d'un modèle d'interface décrit précédemment, le partage de flux s'effectue entre la roue et la semelle en fonction des températures de surface et des propriétés thermiques [61]. Les résultats de simulation de freinages continus mettent ainsi en évidence la discontinuité des températures au niveau de l'interface entre la roue et la semelle, résultats qui sont comparés à des mesures par thermographie infrarouge. Ces modèles apportent des réponses en termes d'élévations globales de température, notamment en surface, mais ne donnent pas d'indication sur les maxima locaux dûs aux localisations.

Les modélisations thermomécaniques développées dans les freins à disque permettent d'apporter des éléments de compréhension sur l'origine des localisations. Les travaux de Kao *et al* [36] et Dufrénoy [20] utilisent des modèles thermomécaniques axisymétriques de l'ensemble disque-garniture. La modélisation proposée permet de visualiser les gradients thermiques de type « bandes chaudes », générées par un effet de dilatation macroscopique de la structure. Les évolutions de ces bandes au cours du freinage sont elles liées à la prise en compte de l'usure. Il n'y a actuellement pas d'équivalent au niveau des simulations du système roue-semelle. Pour la formation des points chauds macroscopiques dans le cas des disques TGV, une explication a été proposée par Panier basé sur la flexion progressive du disque et validée expérimentalement [50, 51].

Un objectif différent est poursuivi par Sellgren [56] puis Vernersson [59, 60] à partir d'une modélisation thermomécanique dans le plan axial : il concerne la relation entre les freinages et la rugosité de la roue au niveau de la bande de roulement. Vernersson montre que la rugosité obtenue mesurée sur la table de roulement dépend du matériau de la semelle. Lors des simulations, une perturbation aléatoire est introduite à l'interface, qui va générer des localisations différentes suivant les matériaux. Il montre que pour les organiques avec un faible module de compression, les localisations diminuent. Au delà d'un certain seuil, celles-ci augmentent. Pour la fonte, la croissance des localisations est systématique. Le lien entre la longueur de l'ondulation de la bande de roulement et l'espacement entre les localisations est effectué. Ces travaux complètent les observations de Dings sur des roues freinées par différents matériaux où est montré que le niveau de rugosité a une conséquence sur le niveau de bruit de roulement [19]. Ils s'orientent donc plus spécifiquement sur les

gradients locaux sur bande chaude par exemple et s'incrivent dans la logique privilégiée par Barber d'analyse de la réponse thermoélastique à une perturbation imposée sur la surface de frottement [1, 5].

La formation et l'évolution des bandes chaudes est un point qui n'a pas été abordé auparavant pour le freinage roue-semelle. Ce phénomène étant primordial notamment dans le cas des freinages organiques, il est proposé dans ce travail de les étudier en utilisant une approche similaire à celle existante pour les freins à disque.

2.2 Modélisation thermomécanique du contact roue-semelle

Les études citées précédemment et les observations expérimentales du chapitre 1 ont montré la nécessité de prendre en compte l'aspect thermomécanique, l'usure et plus généralement l'interface de contact. En effet, la détermination de l'évolution des températures et des gradients thermiques sur la surface de frottement et à l'intérieur de la roue et de la semelle ne peut être obtenue à l'aide d'approches thermiques supposant un flux de chaleur uniformément réparti ou arbitrairement sur la surface de frottement. Ainsi, le modèle thermomécanique proposé intègre la roue et la semelle (Figure 2.4) avec l'introduction d'un modèle d'interface permettant de prendre en compte les variations de portée du contact, l'usure, etc. Les détails concernant ces caractéristiques seront décrits précisément par la suite. Le modèle éléments finis est composé d'une roue (supposée axisymétrique) et d'une semelle (avec une hypothèse de déformations planes). L'hypothèse d'axisymétrie de la roue peut être justifiée par la géométrie de la roue et par la rotation de celle-ci lors du freinage. Cela a pour conséquence de négliger le gradient circonférentiel. Ce point sera vérifié de façon détaillée à la section 2.3. L'hypothèse de déformations planes pour la semelle impose de considérer une section de la semelle et donc de négliger les gradients thermiques dans la direction circonférentielle également. Les résultats doivent permettre de mettre en évidence l'apparition et l'évolution des bandes chaudes.

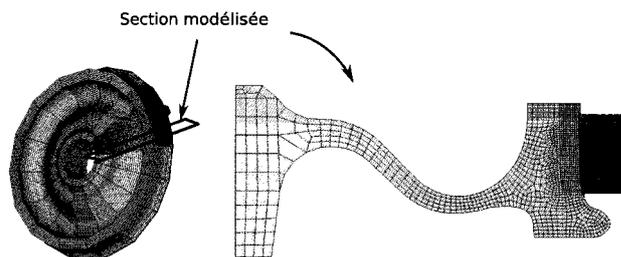


FIG. 2.4 – Modèle de l'ensemble roue-semelle

Le problème thermomécanique est considéré comme découplé : le calcul mécanique intègre une analyse du contact roue-semelle pour déterminer la distribution des pressions de contact, donnée d'entrée pour le calcul thermique et la répartition du flux. L'utilisation d'un algorithme par incréments temporels permet de réactualiser la pression de contact au cours du freinage et donc la distribution de flux. L'algorithme thermomécanique utilisé est décrit sur la figure 2.5. Le déroulement du calcul est similaire à la simulation d'un ou plusieurs coups de frein sur banc d'essai. En effet, il est décomposé en différentes phases :

la phase d'accélération où il s'agit d'atteindre la vitesse donnée en un temps défini.

la phase de conditionnement où la vitesse est maintenue constante. Lors de la simulation sur banc d'essai, il s'agit soit d'une consigne en temps, soit d'une consigne en température. Dans l'algorithme utilisé, seule une consigne en temps est possible. La valeur t_{cond} est la somme des temps d'accélération et de conditionnement.

la mise en pression du cylindre de frein d'une durée de 4 secondes généralement, au bout de laquelle 100% de l'effort est appliqué.

le temps de freinage qui permet d'atteindre une vitesse nulle. La valeur t_{frein} est la somme des temps de mise en pression et de freinage.

l'« arrêt en gare » où la vitesse reste nulle. Cette durée est nommée $t_{arrêt}$.

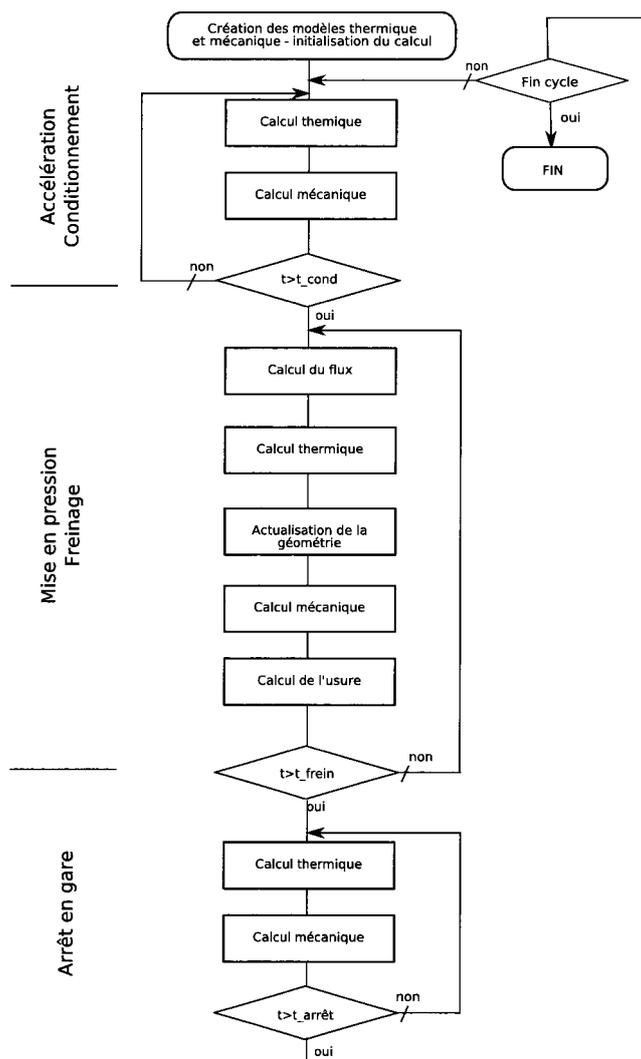


FIG. 2.5 – Algorithme thermomécanique

L'enchaînement de plusieurs freinages est alors possible, de façon similaire aux essais.

La structure incrémentale de l'algorithme permet de modifier les différentes conditions aux limites et d'actualiser la géométrie de la semelle, qui est la traduction de l'usure sur le modèle :

- l'étape initiale, composée d'une analyse thermique puis mécanique, permet de définir la surface de frottement effective en contact en début de freinage. C'est le suivi de l'évolution de cette surface à la suite de la mise en pression qui déterminera l'application du flux. Lors du conditionnement, un effort reste appliqué sur la semelle, pour assurer la stabilité de la résolution numérique. Il en est de même lors de la phase d'« arrêt en gare »,
- à la suite de la mise en pression, la distribution du flux au niveau de la surface de frottement est définie par le calcul mécanique précédent. Le flux Q_i est appliqué au niveau de chaque noeud i à l'aide de l'équation $Q_i = \mu(V).V.F_i$ où F_i est la réaction nodale de contact au noeud considéré, V la vitesse et $\mu(V)$ le coefficient de frottement fonction de la vitesse.
- à la suite de chaque calcul thermique, les valeurs des différents coefficients de convection sont ajustées en fonction de la température moyenne de la zone considérée et de la vitesse.
- les échanges de chaleur entre la roue et la semelle sont possibles lors de la phase de freinage et lors de l'arrêt en gare.

Les propriétés matériaux, l'usure, les conditions aux limites thermiques et mécaniques et le chargement sont décrits ci-après.

2.2.1 Matériaux

L'analyse thermomécanique nécessite de connaître les propriétés thermiques et mécaniques suivantes pour la roue et pour la semelle :

- E : le module de compression,
- ν : le coefficient de Poisson,
- ρ : la masse volumique,
- c : la capacité thermique massique,
- λ : le coefficient de conductivité thermique,
- α : le coefficient de dilatation thermique.

Le matériau de la roue est un acier de nuance R7 (désignation UIC), équivalent au C45. Pour les semelles, seul un matériau composite à matrice organique sera utilisé (Matériau A). Le module de compression et le coefficient de dilatation ont tous les deux fait l'objet de mesures au LML. Dans la mesure du possible, les caractéristiques des différents matériaux sont données en fonction de la température.

2.2.1.1 Acier R7 (Roue)

Les différentes caractéristiques thermiques et mécaniques ont été collectées auprès de Valdunes et de la SNCF.

La figure 2.6 montre l'évolution des différentes caractéristiques en fonction de la température. Les changements de comportement entre 700 et 900°C dans les courbes de conductivité thermique, de capacité thermique massique et de masse volumique sont la conséquence du changement de phase au niveau de la température AC3. Le coefficient de Poisson est quant à lui estimé à 0,3 et constant en fonction de la température.

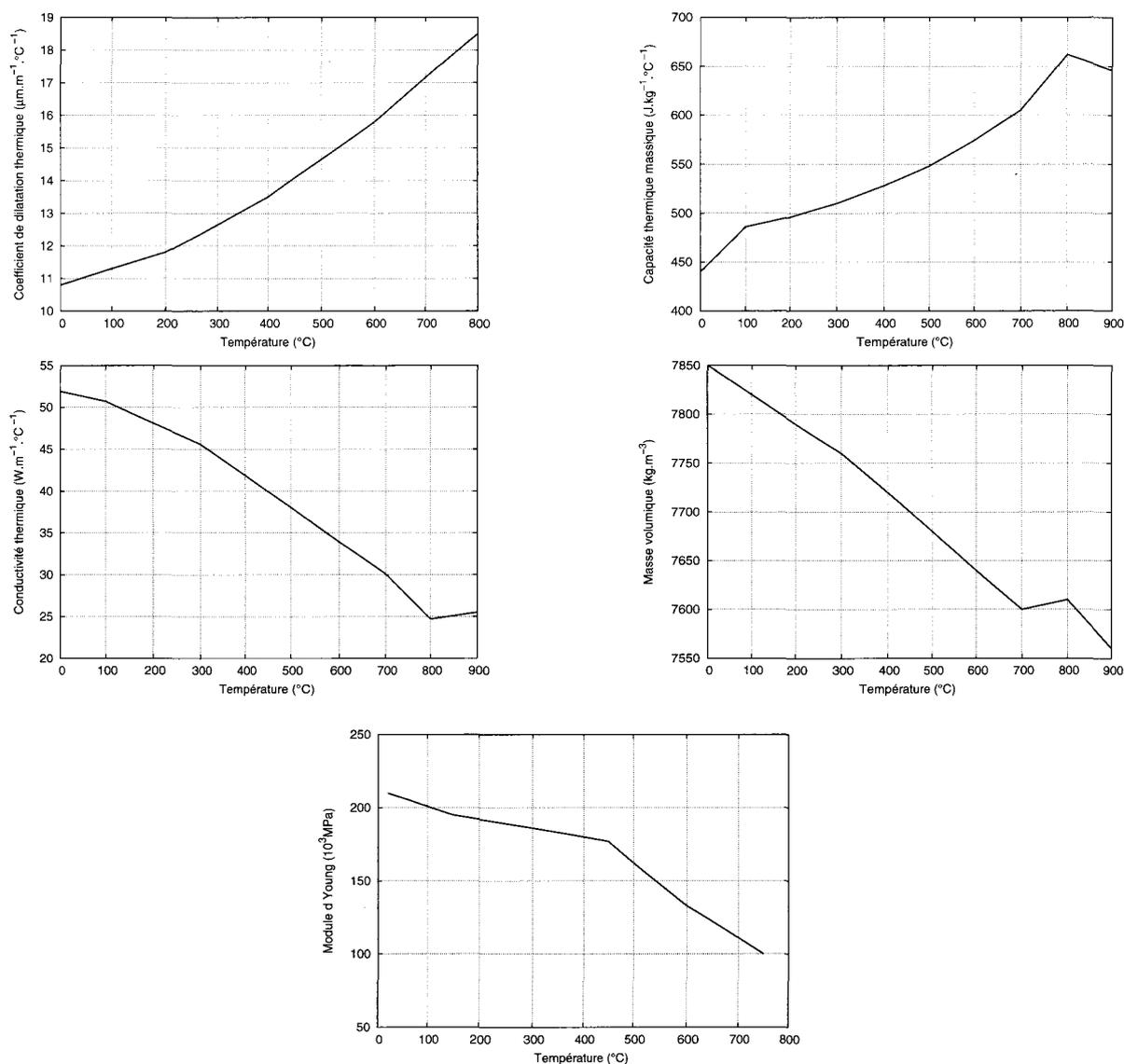


FIG. 2.6 – Caractéristiques thermiques et mécaniques de l'acier R7 utilisées par Valdunes et la SNCF en fonction de la température

2.2.1.2 Matériau composite à matrice organique (Semelle)

Composition

Les semelles composites à matrice organique sont fabriquées à partir de mélanges voisins de ceux utilisés pour la confection de garnitures de frein automobiles. Les principaux constituants d'une garniture peuvent être classés en trois groupes distincts :

Les liants dont le rôle est d'assurer la cohésion de l'ensemble des constituants. Deux types de liants sont utilisés : les liants élastomères (caoutchoucs) qui donnent de l'élasticité et de la souplesse et les liants résines de la tenue thermique supérieure à celle des caoutchoucs mais également mécaniquement plus rigides. Les liants peuvent être mélangés entre eux en fonction des propriétés recherchées (résistance mécanique, module, etc).

Les fibres de renforcement utilisées sont principalement des fibres minérales (fibre de roche, etc.), des fibres organiques (fibre acrylique, etc.) ou des fibres métalliques (mousse d'acier, etc.).

Les charges diverses permettent de donner à la garniture les caractéristiques de frottement et d'usure. On retrouve des charges lubrifiantes, des charges abrasives ou des charges de remplissage.

La figure 2.7 montre quelques matières premières utilisées. L'ensemble des constituants est broyé et mélangé avant d'être moulé et cuit sous pression pour obtenir les formes désirées (Figure 2.8).

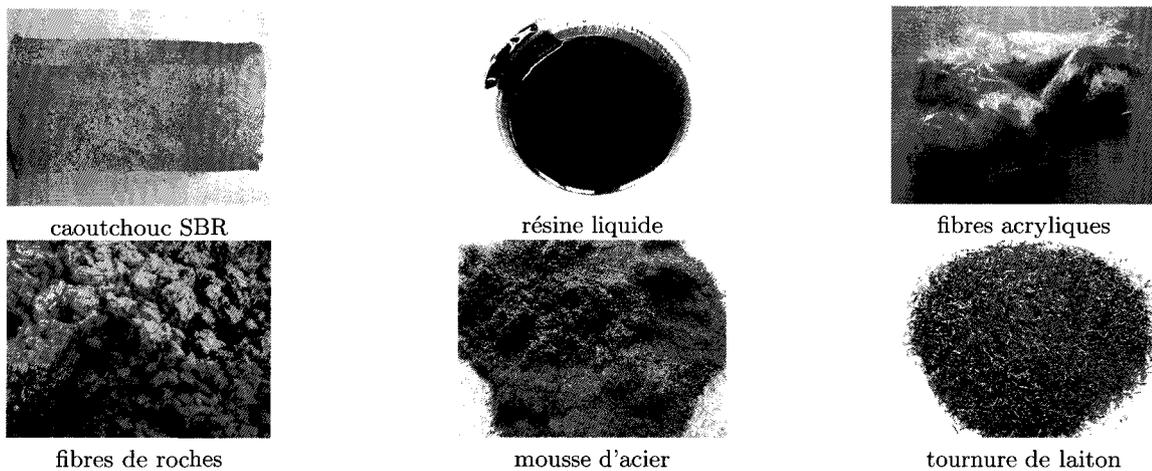


FIG. 2.7 – Exemples de composants utilisés pour la fabrication des matériaux organiques



FIG. 2.8 – Exemples de produits Flertex

Le matériau obtenu possède en fin de fabrication un taux de porosité de l'ordre de 3 à 4 %. L'effet de la température sur ce type de matériau peut provoquer certaines réactions chimiques qui vont parfois modifier de façon irréversible les caractéristiques thermiques et mécaniques du matériau. Seules les propriétés du matériau organique A vont être explorées ici. Le matériau B, où seule la proportion du ratio caoutchouc/résine a été modifiée, n'a pas fait l'objet de mesures.

Module de compression

Le matériau composite à matrice organique possède des caractéristiques mécaniques différentes s'il est soumis à un effort de traction ou un effort de compression. Il est évident que, dans le cas présent, les phénomènes de compression sont prépondérants vis à vis des phénomènes de traction. En effet, le principal effort est celui du porte-semelle qui vient presser la semelle sur la roue.

La mesure du module de compression est une mesure délicate en elle-même : il faut en effet limiter les glissements sur les plans de chargement et assurer une répartition de l'effort de façon uniforme sur les faces de l'échantillon.

Préparation de l'échantillon

Une première hypothèse est de considérer le matériau comme isotrope. Industriellement, le mélange broyé ne présente en effet aucune orientation particulière des fibres. L'échantillon est alors prélevé selon la direction la plus facile qui est celle parallèle à la direction de glissement. Il est extrait par sciage et mis en forme par tournage. L'échantillon a une forme cylindrique, de 30 mm de hauteur et de 22 mm de diamètre.

Protocole d'essai

Les essais sont réalisés sur une machine électromécanique Instron[®] équipée d'une enceinte thermique permettant d'atteindre 260°C. Afin de limiter la conduction vers la cellule de charge, un échangeur à eau est situé sur la partie supérieure de la tige de compression (Figure 2.9). L'échantillon est positionné entre deux plateaux, l'un fixe (plateau inférieur) et l'autre rotulé et mobile (plateau supérieur). L'intérêt de l'utilisation d'un plateau rotulé est de corriger les éventuels défauts de parallélisme de l'échantillon afin d'obtenir une meilleure répartition de l'effort. L'instrumentation est réalisée par la cellule de charge et le capteur de déplacement de la traverse supérieure.

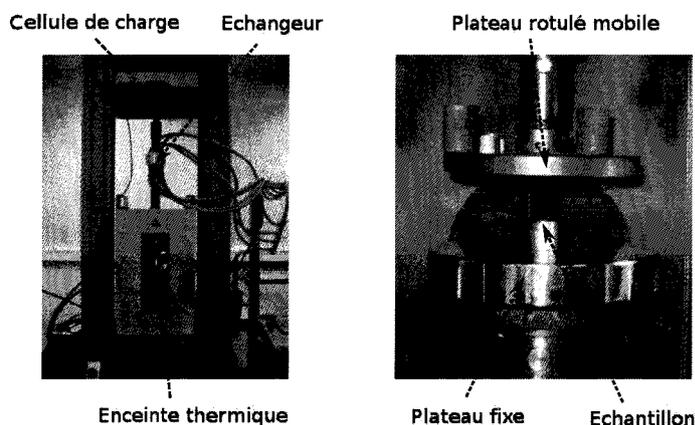


FIG. 2.9 – Dispositif expérimental de compression (LML)

Les mesures sont effectuées à différentes températures (Tableau 2.3). Le contrôle de la température est effectué à l'aide d'un thermocouple placé dans un échantillon identique à celui testé et placé dans l'enceinte. Le cycle appliqué à chaque température est composé d'un chargement jusqu'à l'effort maximal, d'une décharge de 85 % et d'un nouveau chargement jusqu'à l'effort maximal. Les vitesses de chargement et de déchargement sont de 1000 N/mn. Une représentation de l'effort appliqué en fonction du temps pour les températures de 20 et 50°C est illustrée à la figure 2.10. La charge appliquée est réduite lorsque la température croît selon les valeurs indiquées dans le tableau 2.3, ceci afin de limiter l'amplitude des déformations. Chaque mesure est répétée trois fois pour chaque température. L'enregistrement permet une acquisition du déplacement et de la charge pour chaque incrément de charge de 1N.

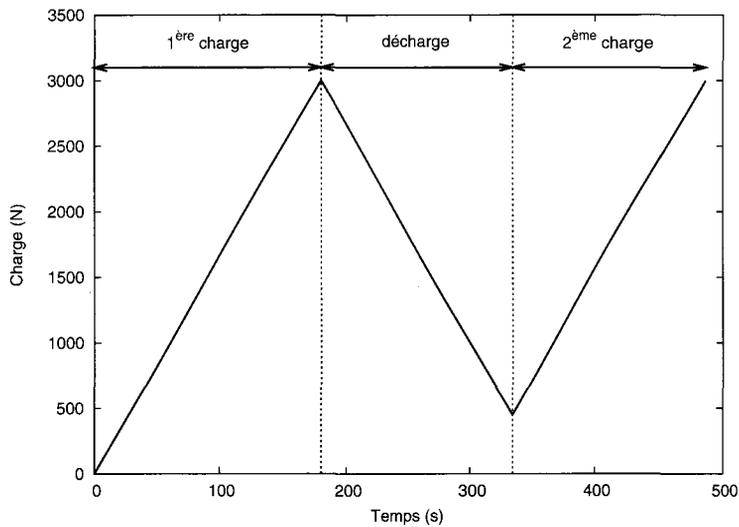


FIG. 2.10 – Charge appliquée en fonction du temps pour les températures de 20 et 50°C

Température (°C)	20	50	100	150	200	250
Charge maximale (N)	3000	3000	2500	2000	2000	1500
Contrainte maximale (MPa)	7.89	7.89	6.57	5.26	5.26	3.94

TAB. 2.3 – Charge maximale appliquée en fonction de la température et contrainte de compression correspondante

Pour s'affranchir de la déformation du montage, une mesure est d'abord réalisée sur un échantillon d'acier considéré comme très rigide par rapport au matériau testé (le rapport des modules de compression est d'environ 200). On peut noter qu'une mesure sans échantillon permet aussi de donner la déformation de l'outillage, à la hauteur de l'échantillon près.

Traitement des données

La partie « utile » de la mesure est le deuxième chargement. Celle-ci est isolée et le déplacement entre les deux faces est obtenue après soustraction du déplacement dû au montage pour chaque valeur de charge enregistrée. La figure 2.11 illustre la correction : les valeurs brutes correspondent à l'évolution de la charge en fonction du déplacement de la traverse, les valeurs corrigées correspondent aux mêmes valeurs auxquelles ont été retranchées les déplacements dus à la déformation du montage. Finalement, celle-ci apparaît moins linéaire que la courbe brute, la déformation du montage n'étant donc probablement pas linéaire. La valeur du module de compression est alors donnée par l'interpolation de la courbe corrigée par une droite, qui approche au mieux l'évolution mesurée.

Analyse des résultats

L'élévation de la température tend à conduire à une diminution de la valeur du module de compression (Figure 2.12). Ceci est dû principalement à l'adoucissement du caoutchouc lorsque la température augmente. C'est cette évolution qui sera utilisée pour les différentes modélisations.

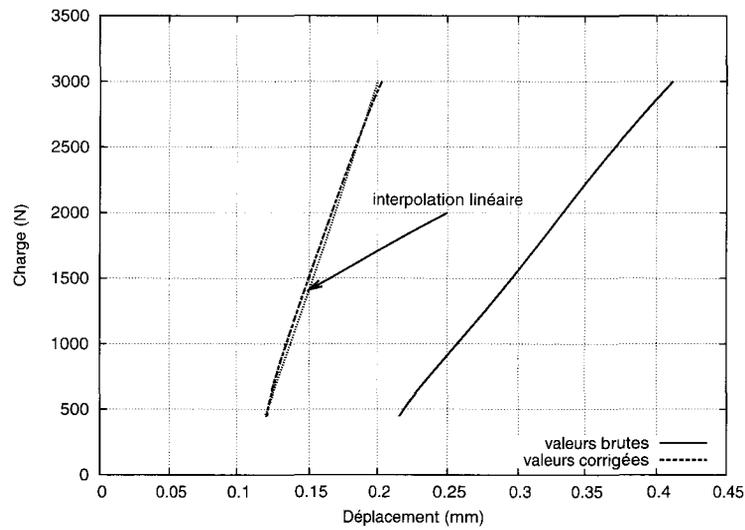


FIG. 2.11 – Valeurs de déplacement brutes et corrigées en fonction de la charge à 20°C

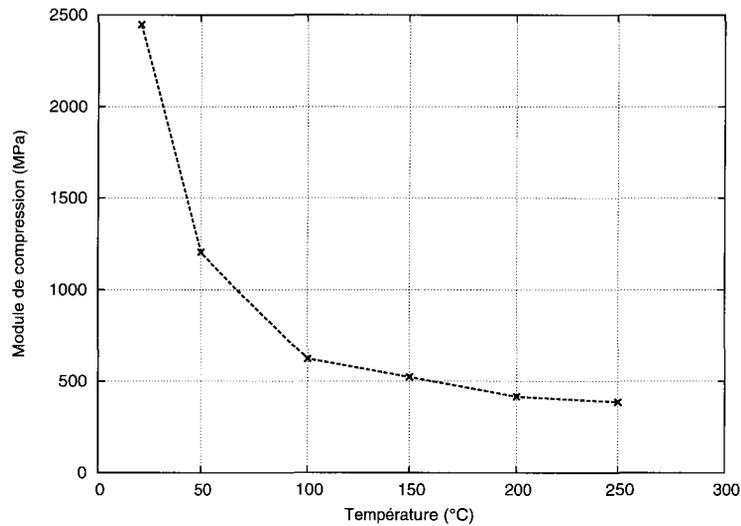


FIG. 2.12 – Module de compression du matériau A en fonction de la température

Coefficient de dilatation

La dilatométrie consiste à mesurer la variation de longueur d'un échantillon dans une direction en fonction de la température. Pour cela, l'échantillon à mesurer est placé au centre d'un four tubulaire. Une tige poussoir permet à la fois d'exercer un effort continu sur l'échantillon et de mesurer l'allongement de celui-ci. L'échantillon requiert une longueur la plus grande possible et une faible section, afin d'obtenir une température homogène dans le matériau ainsi qu'une bonne dynamique de chauffe par rapport à la consigne. L'appareil utilisé (DIL402PC de Netszch) permet de réaliser des mesures jusque 1200°C avec une résolution de 8 nm.

Les échantillons utilisés ici sont de forme parallépipédique, de longueur 50 mm et d'une section carrée de 6 mm de côté. La direction de prélèvement est parallèle à la direction de glissement (dans le sens de la longueur de la semelle). Les extrémités de l'échantillon sont rectifiées.

Deux plages en température sont explorées :

1. de 20 à 300°C avec une vitesse de chauffe de 2°C/mn,
2. de 20 à 500°C avec une vitesse de chauffe de 2°C/mn.

Pour chaque plage, un échantillon est utilisé. Il va subir plusieurs montées successives en températures jusqu'à stabilisation du coefficient de dilatation. Ces mesures sont réalisées sous un balayage d'azote, avec un débit de 70 ml/mn, afin de prévenir une oxydation importante en présence d'oxygène.

Les résultats (Figures 2.13 et 2.14) ne font apparaître que les trois premières chauffes dans les deux cas. Pour la première chauffe dans les deux cas, l'évolution du coefficient de dilatation se décompose en une phase croissante jusqu'à environ 100°C suivi d'une phase décroissante, avec un retrait du matériau pour la mesure jusque 500°C. Le niveau maximal atteint lors de cette première montée en température est compris entre 60 et 70 $\mu\text{m.m}^{-1}.\text{C}^{-1}$ (respectivement mesure 1 figures 2.13 et 2.14), l'origine de cette dispersion étant à relier à la nature hétérogène du matériau ainsi qu'aux dimensions de l'échantillon. Au delà de 300°C, différents réactions chimiques ont lieu dans la semelle. La transformation de la matrice organique au profit d'une structure composée de carbone se traduit par une diminution du coefficient de dilatation puis un retrait du matériau.

Pour les mesures suivantes effectuées jusque 300°C, le matériau atteint un coefficient de dilatation élevé, de l'ordre de 65 $\mu\text{m.m}^{-1}.\text{C}^{-1}$ à 300°C (Figure 2.13). Jusqu'à cette température, le comportement est relativement stabilisé.

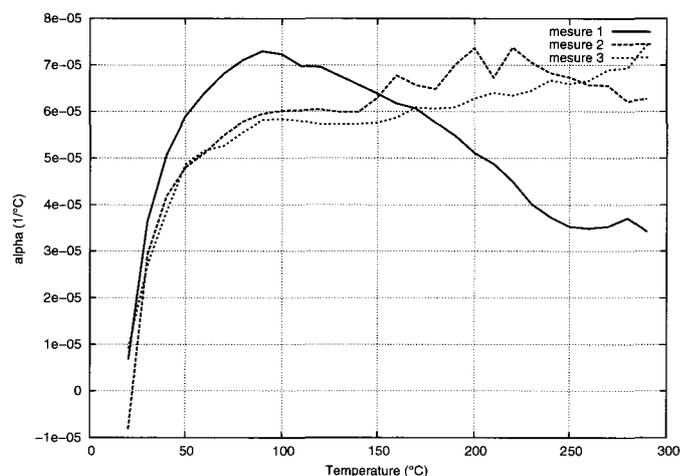


FIG. 2.13 – Essai de dilatométrie de 20 à 300 °C du matériau A

Pour les mesures suivantes effectuées jusque 500°C, la seconde montée en température montre à nouveau de fortes variations du coefficient de dilatation, à partir de 350°C, causées probablement par la fin de la transformation de certains constituants du matériau organique, non transformés à la première montée. Un coefficient de dilatation faible, de l'ordre de 7 $\mu\text{m.m}^{-1}.\text{C}^{-1}$, est obtenu lors de la 3^e mesure (Figure 2.14). Néanmoins, la cohésion du matériau n'est alors plus suffisante pour

poursuivre les mesures afin de statuer sur la stabilisation des valeurs, même si l'évolution apparaît continue et stable.

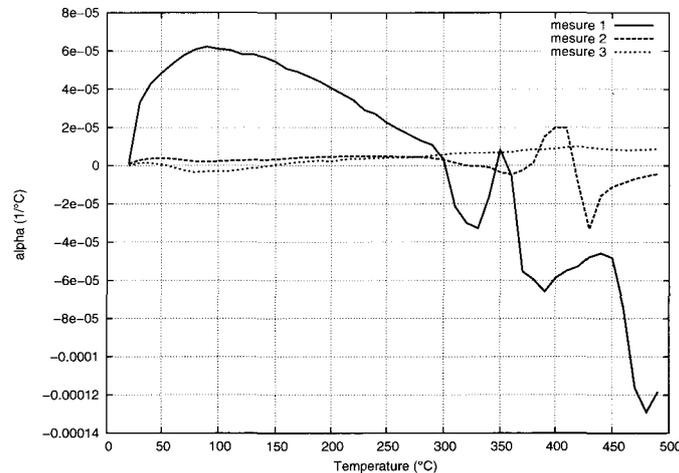


FIG. 2.14 – Essai de dilatométrie de 20 à 500 °C du matériau A

Pour compléter l'étude de l'évolution du coefficient de dilatation en fonction de la température, des mesures de thermogravimétrie ont été réalisées. La thermogravimétrie consiste à mesurer la perte de masse en fonction de la température. Une petite quantité du matériau à analyser (environ 40 mg) est insérée dans un creuset. Son chauffage, jusque 850°C , provoque à la fois des transformations chimiques ainsi que des dégagements gazeux, qui se traduisent par une modification de la masse de l'échantillon. Trois échantillons ont pour cela été analysés et ont été obtenus :

1. par prélèvement sur une semelle neuve,
2. par prélèvement sur l'échantillon de dilatométrie ayant été caractérisé jusque 300°C ,
3. par prélèvement sur l'échantillon de dilatométrie ayant été caractérisé jusque 500°C .

La figure 2.15 montre la perte de masse, exprimée en %, en fonction de la température. Pour le premier échantillon (matériau neuf), plusieurs phases peuvent être distinguées : la première est comprise entre 100 et 300°C , où une faible perte de masse est mesurée de l'ordre de 2 %, dûe principalement à l'évaporation de l'eau et au début de la transformation de la matrice élastomère. La seconde phase est comprise entre 300°C et 500°C , où l'échantillon perd rapidement environ 25 % de sa masse. Elle correspond essentiellement à la transformation de la matrice élastomère et de la résine, ce qui explique donc l'évolution du coefficient de dilatation : augmentation jusque 100°C qui correspond à la dilatation de la matrice et des différents constituants puis diminution à cause des transformations chimiques. La dernière phase est observable pour des températures supérieures à 500°C , où il subsiste toujours une diminution qui se fait plus lentement. Une partie des éléments restants est modifiée ou détruite.

L'échantillon chauffé jusque 300°C a un comportement proche du matériau neuf, la seule différence observable est que la perte de masse démarre à 300°C . Pour l'échantillon chauffé jusque 500°C , la première perte de masse observable aux alentours de 100°C est dûe à l'évacuation de l'eau contenue dans l'échantillon. La reprise d'eau de l'échantillon pendant son exposition à l'air ambiant entre la mesure de dilatation et la thermogravimétrie est plus importante que pour les autres échantillons. L'évolution est ensuite figée jusque 500°C . Au delà de ce seuil, les transformations se

poursuivent. La différence de comportement dilatométrique entre l'échantillon chauffé jusque 300°C et celui chauffé jusque 500°C est donc lié principalement à la transformation de la matrice et de certains constituants.

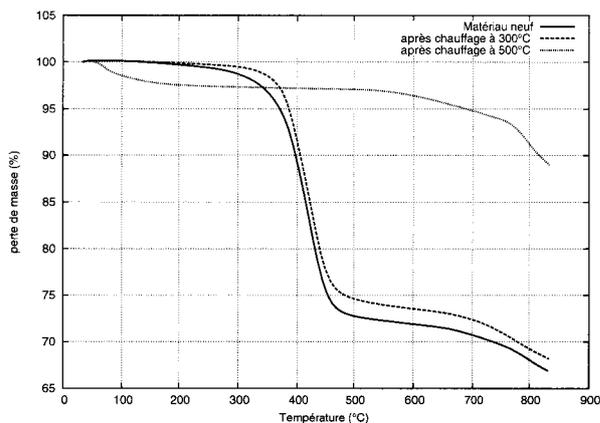


FIG. 2.15 – Thermogravité du matériau A

Le problème se pose alors du choix de comportement dilatométrique à utiliser dans la modélisation. En effet, on a pu voir qu'au delà d'un certain niveau de température, le coefficient de dilatation est modifié de façon irréversible. Or, nous verrons par la suite que ce seuil de température n'est atteint qu'en surface et en profondeur sur quelques millimètres au pire, du fait de la faible conductivité thermique du matériau. Il est donc légitime d'utiliser la courbe stabilisée établie entre 20 et 300°C, ce qui correspond à privilégier le comportement macroscopique de la structure au lieu des phénomènes locaux.

Autres caractéristiques

Les données concernant la capacité thermique massique et la conductibilité thermique ont été sous-traitées. Leurs évolutions jusque 200°C sont tracées sur la figure 2.16. La masse volumique et le coefficient de Poisson sont supposés constants en fonction de la température et égaux à 2050 kg.m^{-3} et 0,3 respectivement.

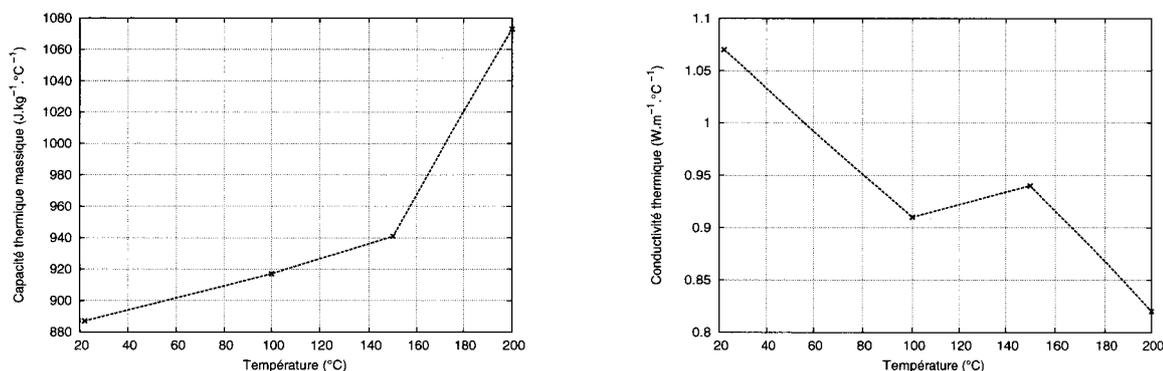


FIG. 2.16 – Capacité thermique massique et conductivité thermique du matériau A en fonction de la température

2.2.2 Interface et usure

On va maintenant décrire les différentes caractéristiques de l'interface, à savoir la gestion du contact, le partage de flux et l'usure.

2.2.2.1 Algorithme de contact

Le problème de contact est un point primordial de cette étude étant données les fortes variations des surfaces de contact dues aux dilatations thermiques et aux variations des propriétés mécaniques des matériaux avec la température.

Une formulation combinée de type lagrangien augmenté est utilisée pour résoudre le problème de contact. Disponible dans le code Ansys[®], elle est fondée sur :

- la méthode de pénalisation basée sur la régularisation de la loi unilatérale,
- une formulation du type multiplicateur de Lagrange.

La méthode de pénalisation introduit la notion de pénétration relative des deux surfaces. Des forces de réaction F_n dans la direction normale à la surface sont alors associées et proportionnelles à la pénétration g par la notion de raideur de contact K_n , soit :

$$\begin{aligned} F_n &= K_n \cdot g & \text{si } g \leq 0 \\ F_n &= 0 & \text{si } g > 0 \end{aligned} \quad (2.10)$$

Cette pénétration, non physique, doit cependant rester faible par rapport aux dimensions des solides, notamment dans le cas de surface de contact réduites. Celle-ci peut être obtenue en utilisant une raideur de contact très élevée, mais qui peut entraîner des problèmes de convergence. Des multiplicateurs de Lagrange sont donc ajoutés à la méthode de pénalisation. Pour la formulation combinée, la composante du multiplicateur de Lagrange de la force de réaction est calculée localement et par itération pour chaque élément de contact :

$$F_n = \min(0, K_n \cdot g + \lambda_{i+1}) \quad (2.11)$$

avec λ_{i+1} la force additionnelle de Lagrange à l'itération $i + 1$

$$\begin{aligned} &= \lambda_i + \alpha \cdot K_n \cdot g & \text{si } |g| \geq \epsilon \\ &= \lambda_i & \text{si } |g| < \epsilon \end{aligned} \quad (2.12)$$

où ϵ est la tolérance de pénétration et α un facteur numérique (< 1).

La tolérance permet de limiter la pénétration et l'adjonction des forces de Lagrange d'augmenter indirectement la surface de contact afin d'obtenir un compromis réaliste. Les points délicats sont la détermination d'une tolérance de pénétration acceptable et de la raideur de contact, qui est dépendant des modules d'Young des matériaux notamment.

2.2.2.2 Mise en place de la résistance thermique de contact

Le modèle choisi pour le partage de flux est celui de Mazo *et al* [43], décrit au paragraphe 2.1.2 et qui comprend un élément de conduction. La traduction de la résistance thermique à l'élément de

conduction est basée sur la quantité de flux qui traverse l'interface. Le flux surfacique dissipé dans la roue est donné par :

$$\varphi_r = \alpha\varphi_t + \frac{(T_s - T_r)}{R_g} \quad (2.13)$$

où la deuxième partie de l'expression correspond au flux traversant la résistance thermique.

Le flux traversant l'élément de conduction est régi par la loi de Fourier :

$$\varphi = \lambda \frac{(T_s - T_r)}{e} \quad (2.14)$$

où e est la distance séparant les deux solides.

On obtient ainsi par identification :

$$\lambda = \frac{e}{R_g} \quad (2.15)$$

Des éléments de conduction sont insérés entre les deux solides comme représenté sur la figure 2.17, chaque noeud de la semelle au niveau de l'interface est en vis-à-vis d'un noeud de la roue. La longueur des éléments est de 5 mm.

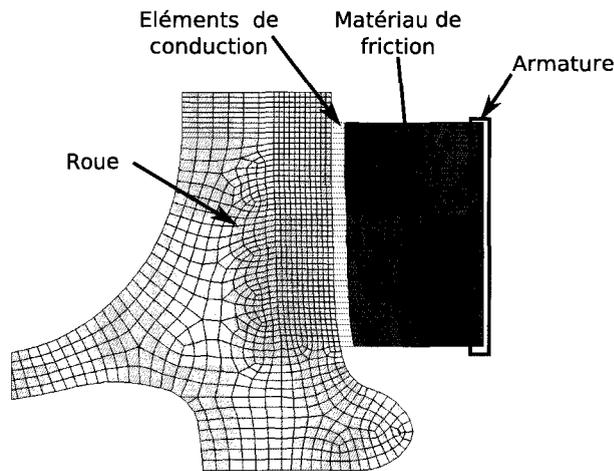


FIG. 2.17 – Éléments de conduction au niveau de l'interface

2.2.2.3 Usure

Les mécanismes d'usure sont étroitement liés au domaine de la tribologie. Les formulations proposées sont généralement des formulations soit empiriques, soit basées sur la mécanique du contact ou encore sur la mécanique de la rupture. Ainsi, Meng et Ludema relèvent plus de 300 équations d'usure [44]. Une formulation classique basée sur la mécanique du contact est due à Archard [3] :

$$W = K \cdot s \cdot \frac{P}{p_m} \quad (2.16)$$

où W est le volume perdu, s la distance de glissement, P la charge appliquée et p_m la dureté du matériau. Cette formulation est intéressante, car elle prend en considération la charge appliquée,

mais dans le cas des matériaux organiques, le rôle de la température est non négligeable pour déterminer le volume usé. Globalement, le choix d'un modèle est rendu difficile par le nombre de paramètres à prendre en compte et leur détermination.

Dans le cas présent, l'usure est intégrée dans le modèle par le biais d'un critère énergétique en tant que volume perdu en fonction de l'énergie et de la température. Ce choix est motivé par les résultats expérimentaux fournis par Flertex. Le principe est d'effectuer une série de freinages d'arrêts définis pour obtenir une température maximale donnée et de mesurer la masse perdue lors de la série. Les valeurs sont normalisées par rapport à l'énergie dissipée au cours de la série. Les usures sont ainsi obtenues pour des températures de 100, 200 et 300°C, la courbe est extrapolée jusque 400°C sous forme exponentielle (Figure 2.18). Ce type d'évolution a été observée par Dufrénoy sur un matériau organique ferroviaire [20]. Au delà de 400°C, l'usure tend à décroître, l'état de transformation avancé présentant moins de variation.

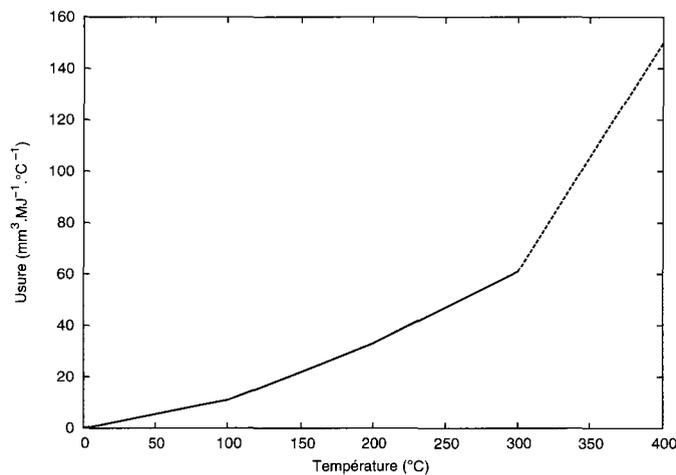


FIG. 2.18 – Evolution de l'usure en fonction de la température

Dans la modélisation, l'usure est calculée au niveau de chaque noeud, en fonction de l'énergie dissipée pendant l'incrément de temps au niveau de ce noeud et de sa température. Le volume usé se traduit par un déplacement axial du noeud, les autres dimensions étant la longueur de la semelle et la taille de la maille.

2.2.3 Conditions aux limites mécaniques et thermiques

Le modèle est constitué de 1829 noeuds et 1823 éléments. Les conditions aux limites mécaniques sont illustrées à la figure 2.19. Pour la roue, il s'agit de représenter au mieux la liaison avec l'essieu. Pour cela, les noeuds au niveau de l'alésage sont immobilisés en déplacement dans les directions axiales et radiales. Côté semelle, le choix des conditions aux limites est plus complexe : l'ensemble semelle-porte semelle ne formant pas un ensemble rigide, la semelle est bloquée axialement au niveau d'un noeud. En réalité, la semelle est maintenue dans le porte-semelle par une clavette insérée circonférentiellement. Une légère rotation existe donc entre ces deux pièces. L'effort est appliqué uniformément à l'arrière de la semelle, dans la direction radiale.

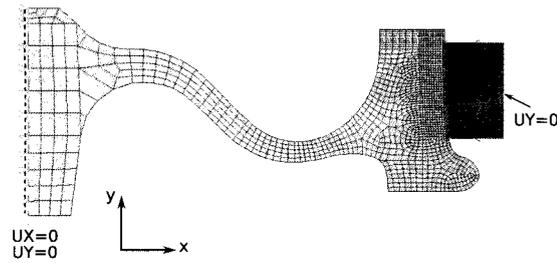


FIG. 2.19 – Conditions aux limites mécaniques

Les échanges thermiques avec le milieu environnant sont modélisés par des échanges de type convectif. Quatre zones sont distinguées (Figure 2.20), avec des valeurs dépendant de la vitesse et de la température. Ces valeurs ont été déterminées expérimentalement et fournies par Valdunes.

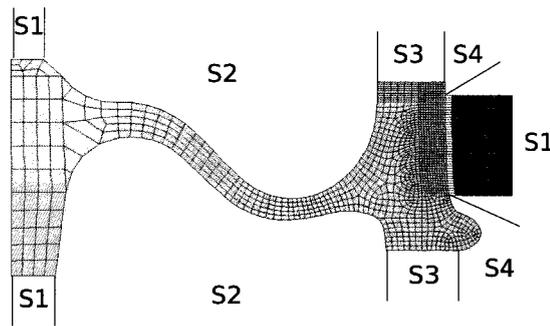


FIG. 2.20 – Conditions aux limites thermiques

2.2.4 Résultats obtenus

Le matériau de la semelle est celui caractérisé précédemment à savoir le matériau A. Les résultats présentés ci-après concernent plus particulièrement deux freinages. Ceux-ci ont été sélectionnés pour la durée importante dans le premier cas (freinage T1) et pour la puissance élevée dans le second cas (freinage T2). Par rapport aux hypothèses de modélisation, à savoir les hypothèses d'axisymétrie et de déformations planes, les thermographies ont montré pour ces freinages la présence de bandes chaudes principalement (Chapitre 1). Les géométries initiales de la roue et de la semelle sont parfaitement complémentaires.

Les valeurs de α et de R_g utilisées sont de 0,89 et de $801.10^{-6} m^2.^\circ C.W^{-1}$ respectivement. Elles ont été obtenues après plusieurs itérations afin d'obtenir des résultats proches des mesures, notamment celles issues des thermocouples.

Le paramètre α peut être comparé au partage de flux p donné par l'équation 2.2, celui-ci étant égal à 0,905 pour notre application. Ces valeurs sont proches mais non égales. Ceci reflète donc la différence entre contact statique (Vernotte) et contact sec glissant (Mazo *et al*).

La résistance thermique de contact est équivalente à une conductance de $1234 W.m^{-2}.^\circ C^{-1}$, la conductance étant l'inverse de la résistance thermique. Des valeurs de conductance comprises entre 1000 et 10000 $W.m^{-2}.^\circ C^{-1}$ sont utilisées dans des applications de freinages avec des matériaux

organiques par Day et Ahsi, une valeur de $3500 \pm 1000 \text{ W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$ étant préconisée [17], ce qui corrobore la valeur utilisée dans le modèle.

Freinage T1

- Masse à freiner : 9 tonnes.
- Effort appliqué : 8 daN.
- Vitesse initiale : 120 km/h.

La durée de freinage est de 214 secondes, précédée d'une phase d'accélération et de conditionnement de 10 secondes et de la mise en pression de 4s. Le coefficient de frottement utilisé est obtenu à partir des essais expérimentaux. Pour cela, la moyenne des 5 évolutions relevées est faite et interpolée à l'aide d'un polynôme (Figure 2.21).

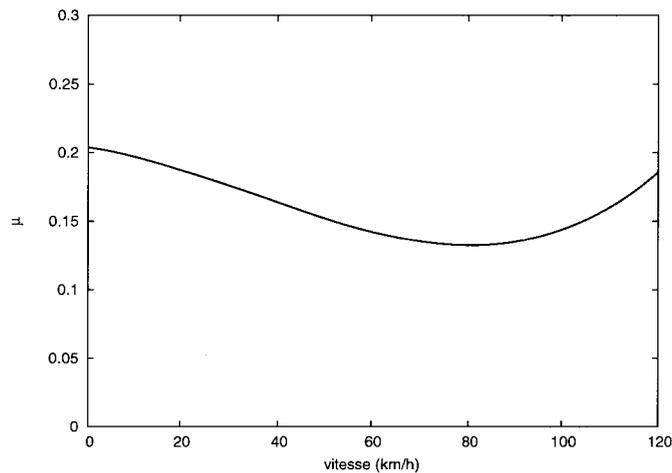


FIG. 2.21 – Moyenne des coefficients de frottement des freinages 41 à 45 en fonction de la vitesse

La figure 2.22 montre l'évolution de la température de surface de la roue (a) et de la semelle (b) au cours du freinage suivant la largeur de la semelle. Deux phases de migrations sont observables : la phase initiale avec la formation d'une bande chaude au centre de la surface de contact. Les températures maximales en surface sont relevées à la fin de cette phase. Ensuite, un élargissement de la bande chaude est visible. On observe alors une décroissance de la température de surface avec la diminution de la puissance de freinage dans le temps.

Ces modifications sont directement liées à l'évolution des variations de contact au cours du freinage (Figure 2.23). Celles-ci sont issues de la dilatation thermique des deux composants, principalement de la semelle. La première phase a pour conséquence une localisation de la zone de contact. Ensuite, cette zone se scinde en deux sous l'effet de l'usure. Chaque zone migre vers l'extérieur de la semelle, afin de satisfaire l'équilibre mécanique de la semelle en ayant deux points d'appui décentrés. Finalement, la zone centrale reste à une température élevée de part l'absence d'échanges avec l'extérieur, même s'il n'y a plus de contact entre la roue et la semelle.

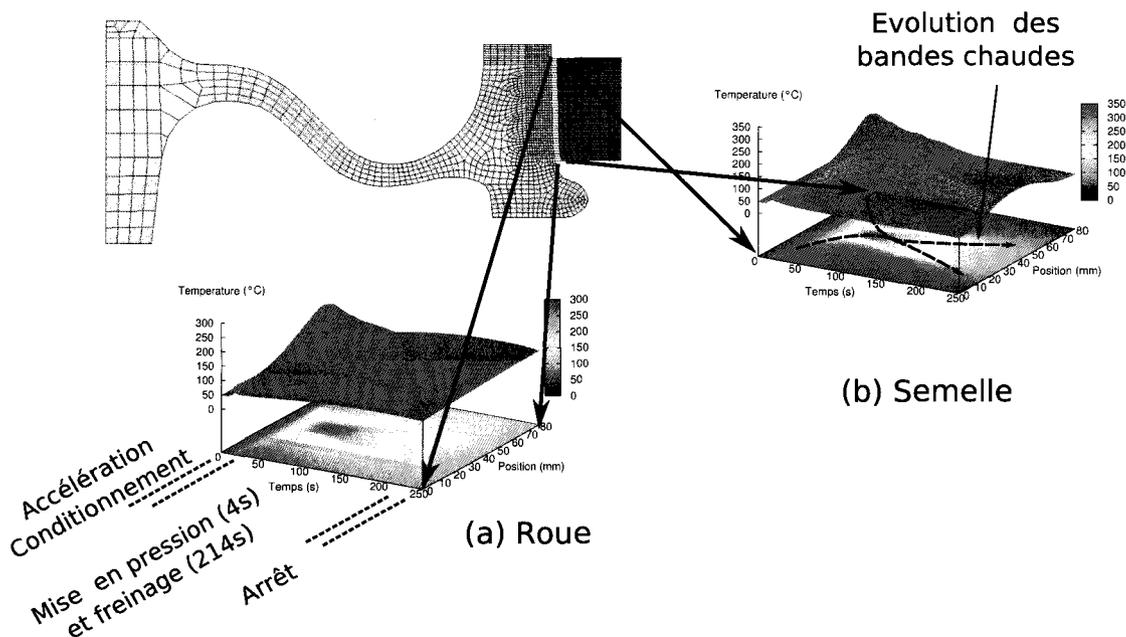


FIG. 2.22 – Evolution des températures de surface de la roue (a) et de la semelle (b)

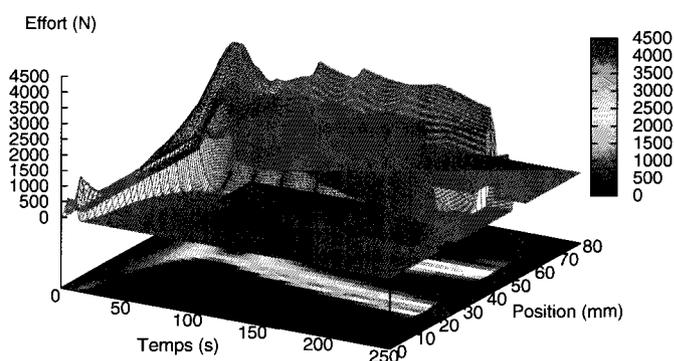


FIG. 2.23 – Répartition des efforts aux noeuds en fonction du temps

La mesure par thermographie montre aussi ce phénomène de déplacement de la zone de contact lors du même freinage : sur la figure 2.24, la bande se déplace légèrement de la face extérieure vers la face intérieure, même s'il est moins accentué que dans la simulation. De plus, on peut observer les phases de retrécissement-élargissement. La différence s'explique par la répartition initiale du contact uniforme numériquement mais déjà localisée expérimentalement de par l'historique de l'essai.

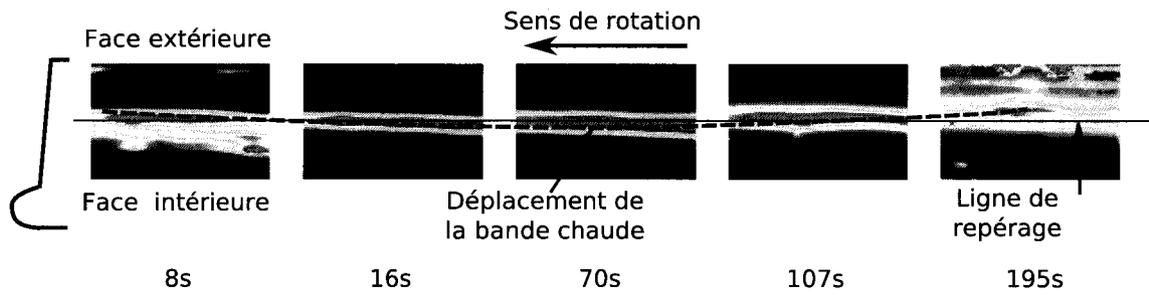


FIG. 2.24 – Thermographies de la bande de roulement de la roue en sortie de contact roue-semelle. Illustration du déplacement de la zone d'échauffement durant le freinage T1 à différents instants.

La distribution des températures dans la roue et dans la semelle est décrite sur la figure 2.25 à l'instant de la température maximale de la roue (à 71 s) et sur la figure 2.26 à deux instants du freinage (à 71 et 200 s). Les températures sont maximales en surface des composants, elles diminuent ensuite en profondeur. Le gradient dans la semelle est plus important que dans la roue de par la différence de leurs propriétés thermiques, notamment les conductivités thermiques. L'écart des températures de surface est de 110°C à 71 s, attribué à la présence de l'interface thermique. A 200 s, une température quasi uniforme de l'ordre de 110°C est relevée dans la roue, alors que dans la semelle il existe encore un gradient. L'écart entre les températures de surface a lui aussi diminué, lié à la conduction thermique plus élevée dans la roue et à la diminution du flux appliqué.

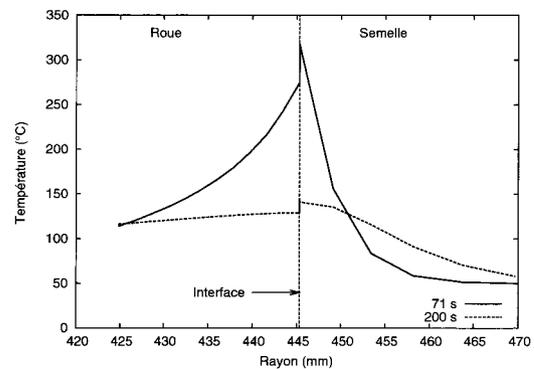
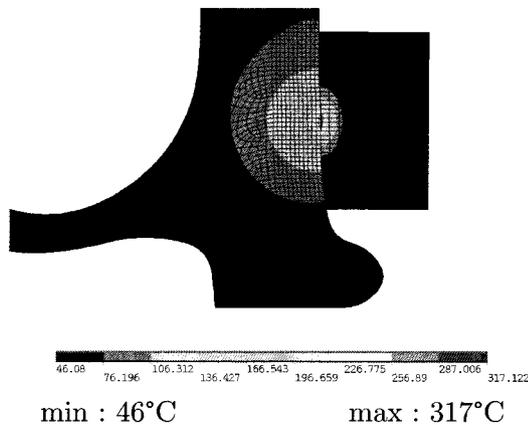


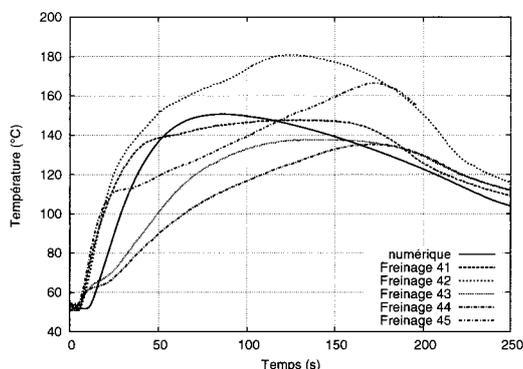
FIG. 2.26 – Distribution radiale des températures

FIG. 2.25 – Distribution des températures ($^{\circ}\text{C}$) à $t=71$ s et à $t=200$ s roue-semelle à $t=71$ s

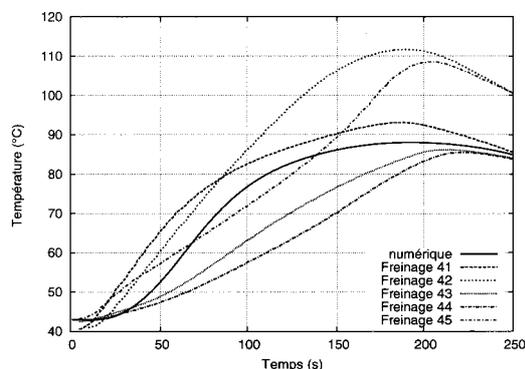
La comparaison entre les relevés thermocouples pour différents freinages de type T1 et les résultats des températures à 8 mm est effectuée sur la figure 2.27. La température de chaque freinage est la moyenne des six thermocouples placés dans la direction circonférentielle à 8 mm. Le résultat numérique est la température du noeud situé à 8 mm de la surface de frottement au centre de la bande de frottement. L'évolution ainsi que le niveau de température atteint s'inscrit de façon satisfaisante dans le réseau de courbes expérimentales, compte tenu de :

- la dispersion des mesures par thermocouples qui peut être expliquée par un effort appliqué faible, facilitant les variations de portée de la semelle, et par une tolérance de positionnement des thermocouples de l'ordre du millimètre,

- le nombre limité de thermocouples qui ne permet pas de mesurer l'évolution au droit de la bande chaude, le thermocouple ne délivrant qu'une information locale,
- le défaut de prise en compte de la transformation de surface du matériau de friction (comportement dilatométrique différent et méconnaissance des mécanismes d'usure).



(a) Roue à 8 mm de profondeur



(b) Semelle à 8 mm de profondeur

FIG. 2.27 – Comparaison entre les relevés thermocouples et les résultats numériques côté roue (a) et côté semelle (b)

Freinage T2

- Masse à freiner : 9 tonnes.
- Effort appliqué : 30 daN.
- Vitesse initiale : 120 km/h.

La durée de freinage est de 55 secondes, précédée d'une phase d'accélération et de conditionnement de 10 secondes et de la mise en pression de 4s. Le coefficient de frottement utilisé est illustré à la figure 2.28, obtenu en moyennant les 5 évolutions relevées expérimentalement.

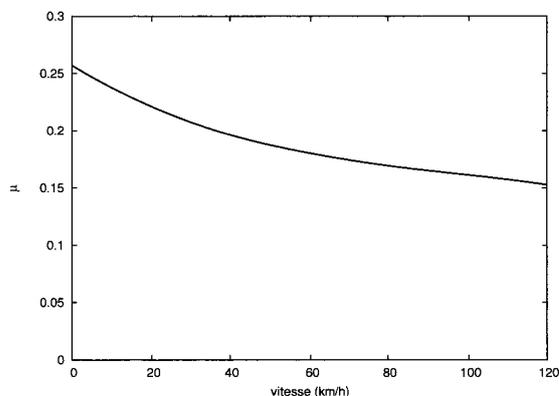


FIG. 2.28 – Moyenne des coefficient de frottement des freinages 46 à 50 en fonction de la vitesse

Les comparaisons sont effectuées aux mêmes points que précédemment. Une bande unique est observable sur la figure 2.29, issue du rétrécissement de la zone de contact en début de freinage. L'effort important appliqué à l'arrière de la semelle a ainsi pour conséquence de ne faire apparaître qu'une large zone de contact entre la roue et la semelle (Figure 2.30). Par le biais des dilatations thermiques, celle-ci tend à se localiser au centre, l'usure n'étant pas suffisante pour permettre une variation de contact. Néanmoins, on peut noter un léger élargissement de la zone de contact en deuxième partie de freinage sur la figure 2.30.

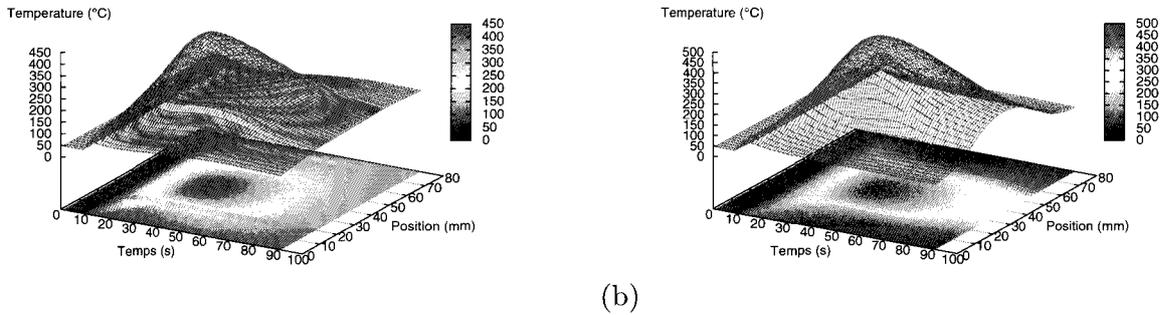


FIG. 2.29 – Evolution des températures de surface de la roue (a) et de la semelle (b)

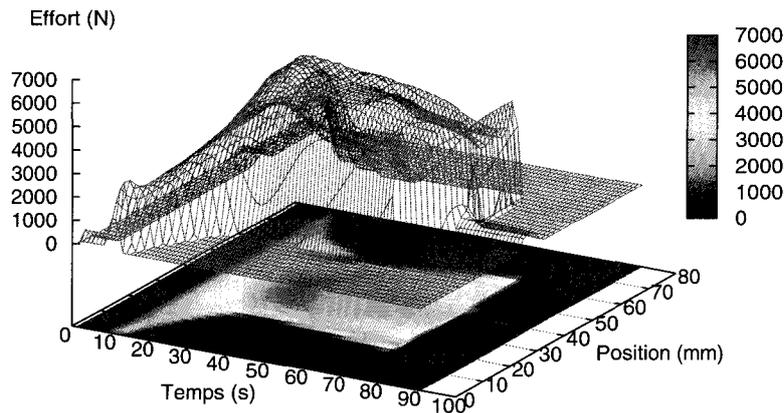


FIG. 2.30 – Répartition des efforts aux noeuds en fonction du temps

Les zones d'échauffement sont localisées en surface et atteignent une faible épaisseur (Figure 2.31). Une discontinuité de température est observable au niveau de l'interface. Un gradient thermique plus important est relevé dans la roue et dans la semelle par rapport au freinage T1 (Figure 2.32). Ceci est dû à la quantité de flux supérieure et à la faible conductivité des matériaux, notamment celle de l'organique.

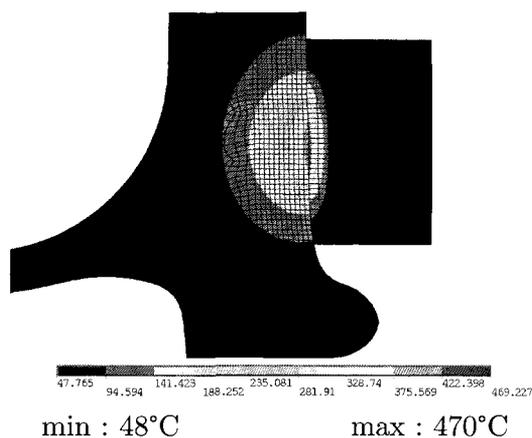


FIG. 2.31 – Distribution des températures (°C) roue-semelle à t=40s

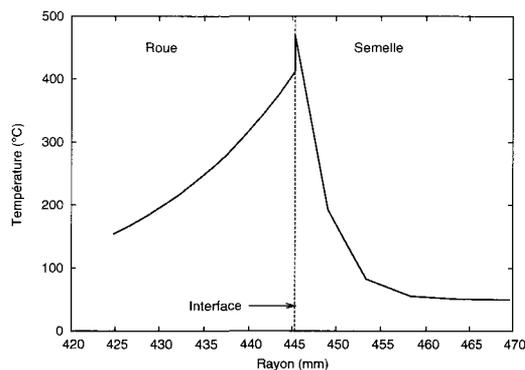


FIG. 2.32 – Profil de température à t=40s

La corrélation entre les résultats numériques et les mesures réalisées par les thermocouples est satisfaisante (Figure 2.33). La puissance importante du freinage et les variations de contact limitées tendent à concentrer le contact au centre de la bande de roulement et donc au droit des thermocouples, limitant ainsi la dispersion des relevés.

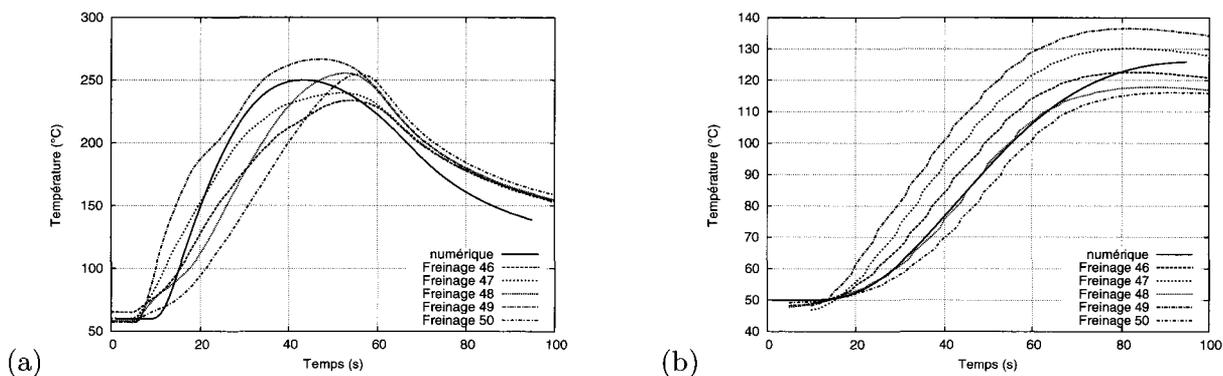


FIG. 2.33 – Comparaison entre les relevés thermocouples et les résultats numériques côté roue (a) et côté semelle (b)

Bilan

Pour les deux exemples, la dimension thermomécanique du modèle permet la visualisation du phénomène de bandes chaudes, en l'occurrence avec l'apparition d'une bande sous effort important et de deux lors d'un effort de freinage moindre. Le comportement simulé concorde avec les mesures réalisées, aussi bien sur les niveaux de température atteints que sur la dynamique de chauffe vis-à-vis des mesures obtenues par les thermocouples. L'apparition des bandes chaudes est liée à la dilatation thermique globale de la semelle et les déplacements de bande sont la conséquence de la compétition usure/dilatation.

2.2.5 Analyse des différents paramètres de modélisation

Afin d'observer l'importance de l'usure et de la résistance thermique de contact lors de la modélisation, deux cas sont simulés grâce au modèle thermomécanique :

1. sans usure,
2. sans usure et sans résistance thermique de contact.

On limite l'analyse au freinage T1.

2.2.5.1 Sans usure

La figure 2.34 présente une comparaison entre les relevés thermocouples et les résultats numériques obtenus à 8 mm dans le cas sans usure. On constate que les résultats numériques sont cohérents avec les mesures. Il y a finalement peu de modifications des températures à coeur entre le cas avec usure et le cas sans usure.

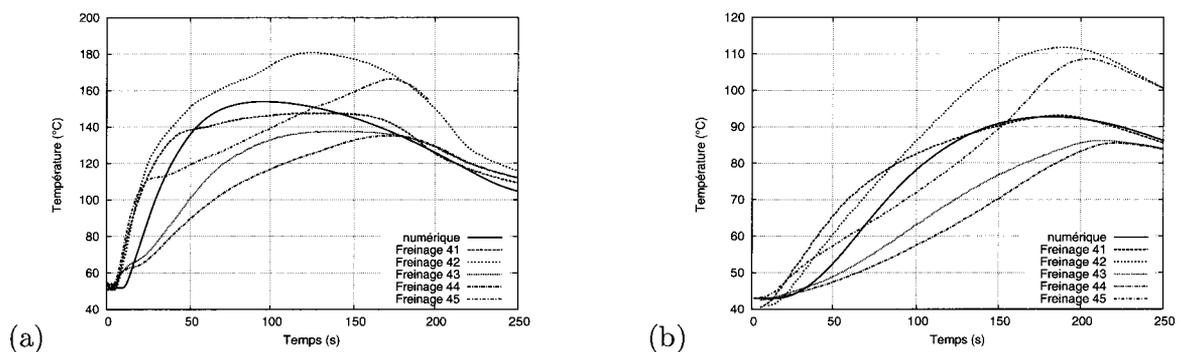


FIG. 2.34 – Comparaison entre les relevés thermocouples et les résultats numériques côté roue (a) et côté semelle (b)

Par contre, l'influence est non négligeable sur les températures de surface (Figures 2.35 et 2.36). Dans le cas sans usure, le maintien du contact au centre de la bande de roulement conduit à obtenir des températures plus élevées (de l'ordre de 50°C côté roue et de 100°C côté semelle), d'où une accentuation de la dilatation. Par effet de bouclage, l'effet de localisation s'amplifie.

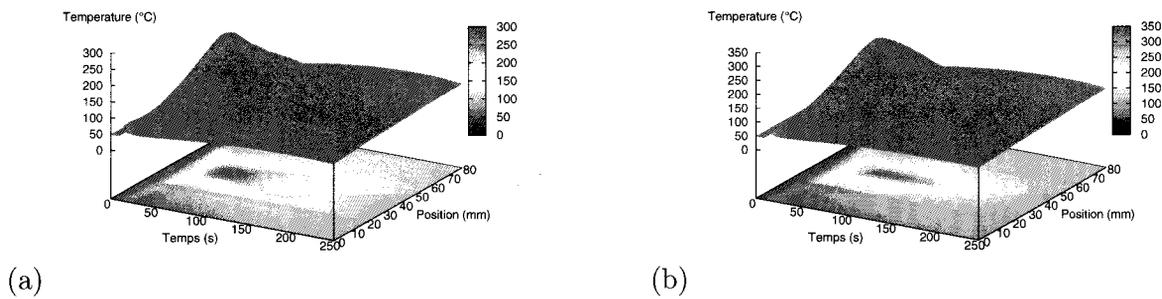


FIG. 2.35 – Températures de surface de la roue dans les cas avec usure (a) et sans usure (b)

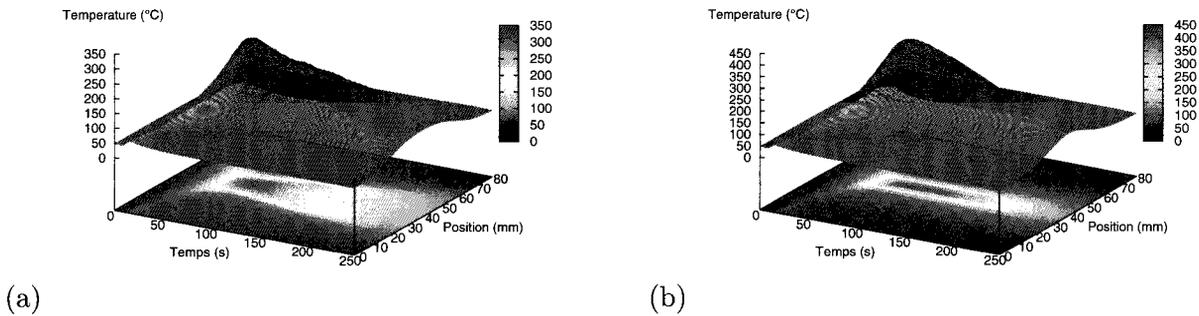


FIG. 2.36 – Température de surface de la semelle dans les cas avec usure (a) et sans usure (b)

2.2.5.2 Usure et RTC nulles

Une résistance thermique de contact nulle (conductance infinie) est équivalent à considérer des températures de surface égales. Les comparaisons effectuées avec les thermocouples sont présentées sur les figures 2.37(a) et (b). En profondeur, les résultats sont satisfaisants vis-à-vis des mesures. La montée en température dans la semelle est légèrement plus rapide, puisque c'est la roue, de capacité thermique plus élevée, qui impose la réponse thermique.

L'évolution de la température au niveau de la surface de frottement est comparable au cas sans usure par la présence d'une bande évoluant peu (Figure 2.38).

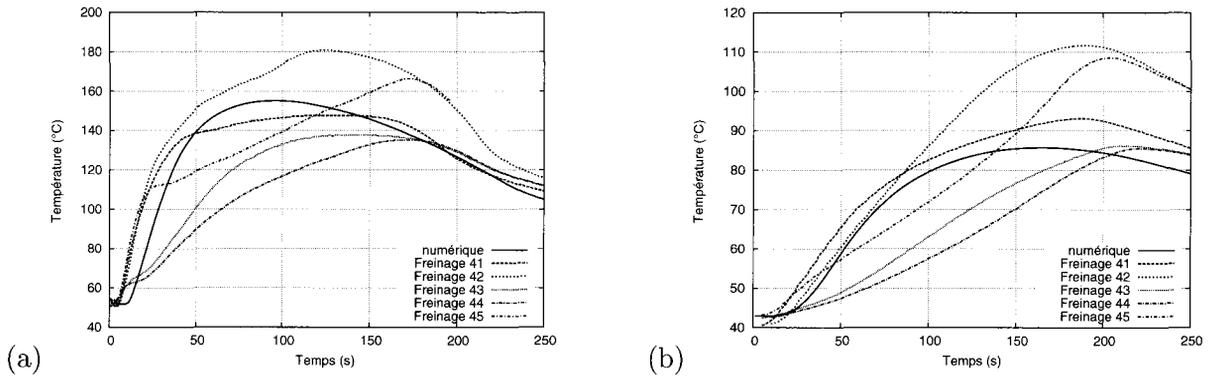


FIG. 2.37 – Comparaison entre les relevés thermocouples et les résultats numériques côté roue (a) et côté semelle (b)

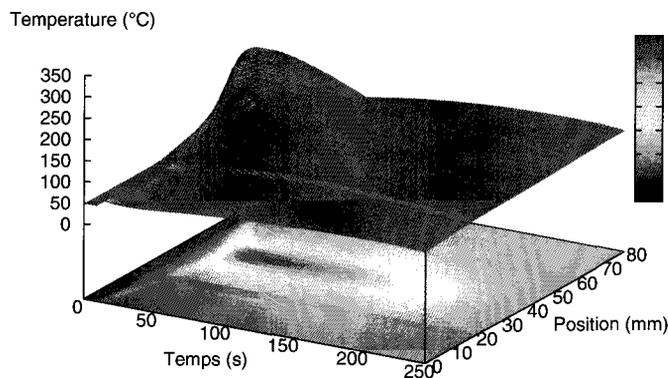


FIG. 2.38 – Evolution de la température de surface

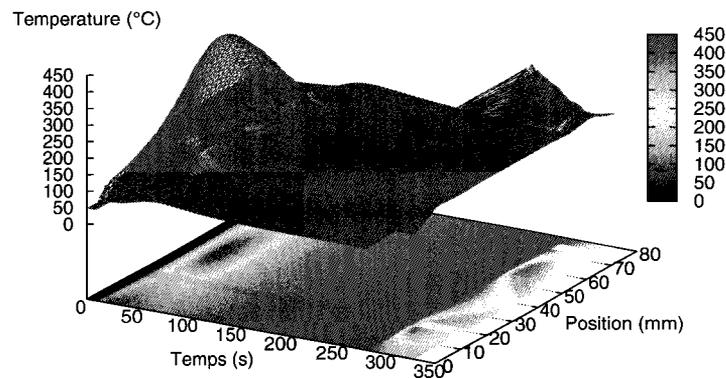
Bilan

Les paramètres d'usure et de résistance thermique de contact sont des paramètres importants pour la qualité des résultats. Loin de l'interface, les températures estimées sont peu affectées par ces paramètres. Cependant, la prise en compte de l'usure a une influence sur l'évolution des bandes chaudes, qui est corrélée par les mesures thermographiques. De même, la discontinuité de température à l'interface existe et a été montrée expérimentalement [20, 41], justifiant l'introduction du modèle d'interface. Dans la perspective d'estimer l'endommagement du matériau de friction, la prise en compte des phénomènes locaux est donc importante, pour déterminer de façon précise les températures de surface. Le modèle d'interface proposé devra évoluer d'une part en fonction des températures maximales atteintes (notamment la dépendance du coefficient de dilatation thermique avec l'historique des températures), et d'autre part intégrer les phénomènes de transformations de surface (prise en compte des mécanismes tribologiques).

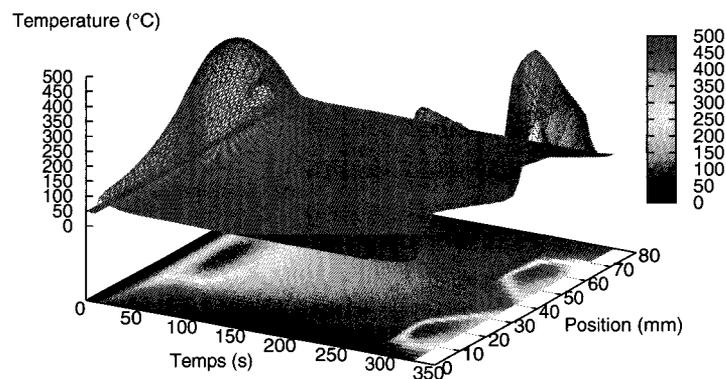
2.2.6 Freinages cumulés

Le modèle développé permet aussi la simulation de plusieurs freinages successifs. A titre d'exemple, deux freinages T2 successifs sont simulés, avec une durée de conditionnement de 200 s entre les freinages, permettant le retour à la température initiale de la roue et de la semelle, de façon similaire aux essais. L'usure et la résistance thermique de contact sont activées.

La figure 2.39 montre l'évolution des températures de surface de la roue et de la semelle.



(a)



(b)

FIG. 2.39 – Evolution des températures de surface de la roue (a) et de la semelle (b) pour deux freinages T2 successifs

Le comportement est modifié d'un freinage à l'autre : le premier freinage fait apparaître une bande chaude centrée (géométries de contact parfaites et dilatation thermique plus importante au centre de la semelle) puis deux durant le freinage suivant. Cette évolution est causée par l'usure : lors du premier freinage, l'usure est principalement concentrée au centre de la semelle, lieu de dilatation thermique prépondérante. A la fin du refroidissement, les dilatations thermiques sont négligeables,

la température étant uniforme et comparable à la température initiale. Mais la géométrie au niveau de la surface de la semelle a été modifiée par l'usure. Le contact est donc différent au début du second freinage avec des contacts initialement décalés, phénomène qui s'amplifie à cause des dilatations thermiques de la semelle. Ceci est particulièrement visible sur l'évolution des pressions de contact, avec une évolution nette du champ de pression d'un freinage à l'autre et de évolutions plus faibles au cours de chaque freinage (Figure 2.40). L'usure est donc un paramètre déterminant pour refléter le comportement réel.

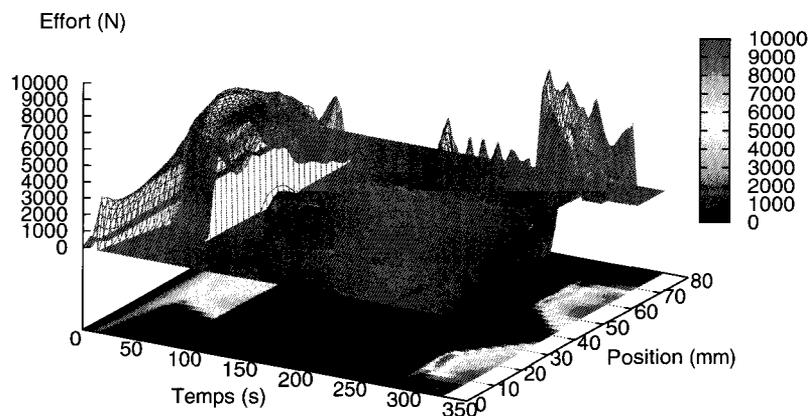


FIG. 2.40 – Evolution des efforts de contact fonction du temps pour deux freinages T2 successifs

Les mesures thermographiques montrent aussi ce type d'évolution (Figure 2.41). Le freinage 47 fait apparaître une bande centrale tandis que le freinage suivant montre la présence de deux bandes plus étroites.

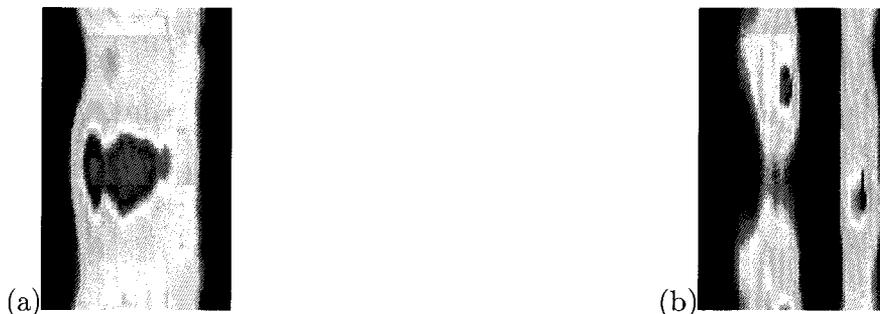


FIG. 2.41 – Thermographies des freinages 47 (a) et 48 (b) (identiques aux freinages T2) à 25 secondes

Les différents résultats obtenus par ce modèle reflètent donc de façon satisfaisante le comportement observé expérimentalement lors du cumul de freinages. La diversité des localisations, clairement le nombre de bandes chaudes, est bien liée au contact initial.

2.3 Modèle hybride : 3D/2D Temporel à Reconstruction Spatiale

2.3.1 Motivations de l'approche et bibliographie

Plusieurs raisons sont à l'origine de ce développement. Dans l'optique d'améliorer le comportement, une étude des seules propriétés matériaux ne suffit pas. Il faut aussi prendre en compte la géométrie et l'effet du porte-semelle. Pour cela, le modèle bidimensionnel de la semelle tel que présenté précédemment est insuffisant. Une résolution tridimensionnelle transitoire doit être envisagée. Or cette modélisation pose des problèmes importants, notamment côté roue, par les tailles des modèles et temps de calcul.

Le problème majeur de la modélisation circonférentielle du freinage est lié à la résolution de l'équation de la chaleur avec prise en compte du terme de transport :

$$\rho C_p \frac{dT}{dt} - \lambda \Delta T = 0 \quad \text{où} \quad \frac{dT}{dt} = \frac{\partial T}{\partial t} + \vec{V} \cdot \overrightarrow{\text{grad}T}$$

Dans le cas d'une modélisation tridimensionnelle par la méthode des éléments finis, des problèmes d'instabilités numériques sont généralement rencontrés lors de la discrétisation de l'équation de la chaleur avec des termes de transport (apparition d'oscillations) [14]. Le nombre de Peclet $Pe = V.L_e/a$ permet de caractériser ce phénomène avec L_e la taille d'un élément et a la diffusivité thermique du matériau. On ne rencontre pas d'instabilité si le nombre de Peclet est inférieur à 2, ce qui implique des tailles de maillage extrêmement faibles (de l'ordre du μm).

Différentes stratégies de modélisations sont possibles pour résoudre ou contourner cette difficulté, qui ont déjà été appliquées au problème du freinage. On peut entre autres citer :

- les modèles de type eulérien ou stationnaires [47],
- les modèles FFT-FEM ou hybrides [13, 16, 27, 28].

Les modèles de type eulérien reposent sur le principe de résoudre le problème non plus dans le repère de la structure mais dans le repère lié au chargement. L'utilisation de coordonnées eulériennes permet de prendre en compte le flux de matière par rapport à ce repère. Pour établir les équations thermiques 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 fixe dans ce 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.

Les modèles FFT-FEM combinent la méthode des éléments finis avec une transformée de Fourier rapide. La méthode est basée sur une transformation de Fourier selon la coordonnée θ . L'application de la transformée à l'équation de la chaleur permet de réduire la dimension du problème en transformant la coordonnée θ en une variable discrète. Les dérivées partielles suivant θ sont ainsi supprimées, le modèle devient alors axisymétrique. De plus, les oscillations associées aux hautes valeurs du nombre de Peclet sont supprimées. La méthode des éléments finis peut directement être appliquée. Cette technique permet aussi l'étude thermique des disques de frein ventilés de géométrie complexe. Le disque est alors décomposé en deux parties (fixe et mobile). La méthode des éléments finis est utilisée pour résoudre le problème de dissipation de la chaleur dans la profondeur du disque, « loin » de la surface, où le terme angulaire n'intervient plus, et les transformées de Fourier dans une couche fine près de la surface. Les grandeurs transformées sont des grandeurs complexes. La

résolution est réalisée sur un modèle 2D éléments finis avec deux degrés de liberté par noeud (parties réelle et imaginaire) sur un nombre de fréquences données (compris entre 36 fréquences [13] et 192 considérés et 30 prises en compte dans le calcul [28]). Une transformée de Fourier inverse est nécessaire pour l'obtention des températures dans le domaine réel.

Synthèse et description de l'approche proposée

Ces deux méthodes restent cependant complexes et leur mise en œuvre est très lourde. Les temps de résolution restent relativement élevés. Ils ont été appliqués à des freinages automobiles, de durée très faible (quelques secondes) pour la résolution du problème thermique. Dans ces analyses, même où le calcul des contraintes est effectué, la pression de contact des garnitures n'est pas remise à jour durant le freinage. Elle est au mieux calculée à l'instant initial et supposée constante durant le freinage.

Les durées très longues des freinages dans le domaine ferroviaire et la nécessité de remise à jour fréquente des pressions de contact nous ont amenées à proposer une méthode différente. Celle-ci est inspirée par un calcul de Tirovic et Day [57] dans le cas d'un disque de frein. L'idée est de suivre l'évolution temporelle de la température d'une tranche angulaire du disque à l'aide d'un modèle axisymétrique, pour quantifier le gradient thermique angulaire. Deux phases sont observées correspondant aux phases d'échauffement et de refroidissement sur un tour :

- lors du passage sous la garniture, il y a application d'un flux sur les noeuds de la piste de frottement. Le flux de chaleur est supposé uniformément réparti sur la largeur de contact.
- hors du passage sous la garniture, il y a échange de chaleur avec l'environnement par convection pour tous les noeuds en contact avec l'air.

Cette méthode a déjà été utilisée dans les freinages ferroviaires, spécifiquement les freinages TGV, par Dufrénoy [20] et Panier [50], sans prendre en compte la garniture et en supposant une répartition de flux uniforme.

La limite de la modélisation axisymétrique est l'hypothèse de non conduction de la chaleur angulairement. Une condition est de vérifier que le nombre de Peclet thermique est suffisamment grand (au moins supérieur à 5) [12] :

$$Pe = \frac{Vl}{a} (> 5) \quad (2.17)$$

où V est la vitesse, l la demi-largeur d'application du flux et a la diffusivité thermique du matériau. Pour une longueur de semelle de 320 mm, une vitesse minimale de $9,40 \cdot 10^{-4} \text{ m.s}^{-1}$ permet d'obtenir un nombre de Peclet égal à 5, vitesse qui correspond à environ $0,003 \text{ km/h}$. Cette hypothèse est donc valable sur la quasi-totalité du freinage. Ceci peut être vérifié à l'aide d'un modèle tridimensionnel d'un anneau en menant une résolution thermique en prenant en compte le terme de transport de masse dans l'équation de la chaleur (Figure 2.44). Les diamètres intérieur et extérieur sont de 1 et de 1,2 mm respectivement, et l'épaisseur est égale à 0,5 mm. La taille des éléments est déterminée afin de respecter le nombre de Peclet numérique (soit pour une vitesse de glissement circonférentielle de 0,5 m/s, une taille d'élément de l'ordre de 0,1 mm et un nombre de divisions circonférentielles voisin de 150).

Un flux est réparti uniformément sur une partie de la face supérieure et égal à $50 \cdot 10^4 \text{ W.m}^{-2}$. L'angle d'application du flux est de 60° . Sur les surfaces libres, un échange convectif est imposé égal à $100 \text{ W.m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$ avec une température de l'air de 20°C . Les vitesses simulées au niveau du rayon extérieur sont de 0,5, 0,1 et $0,01 \text{ m.s}^{-1}$, ce qui correspond à des vitesses de l'ordre de 56, 11 et $1,1 \text{ km.h}^{-1}$ respectivement pour une roue de 890 mm de rayon.

Les figures 2.43, 2.44 et 2.45 montrent les répartitions des températures dans l'anneau et les vecteurs flux (intensité et direction) au niveau de la face supérieure en fonction de la vitesse de glissement. La distribution de température dépend de la différence de vitesse entre l'anneau et la source de chaleur : l'augmentation de la vitesse de glissement conduit à confiner les températures maximales en surface. Dans tous les cas, le flux est majoritairement axial sauf près des bords d'attaque et de fuite. Néanmoins ils sont faibles à ces endroits, sauf quand la vitesse est pratiquement nulle. Si l'on considère un freinage complet, le flux orthoradial peut être négligée.

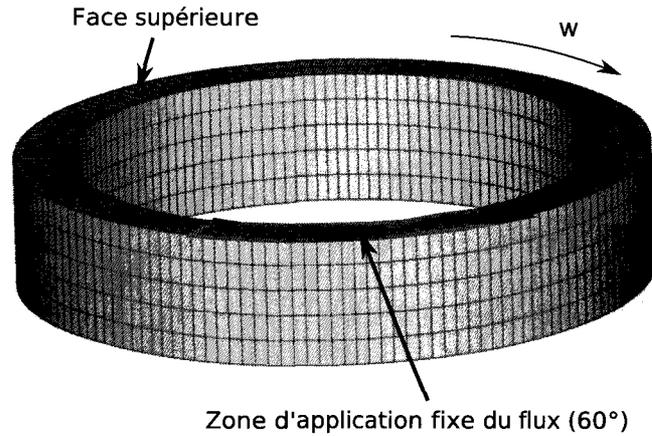


FIG. 2.42 – Modèle de l'anneau et application du flux

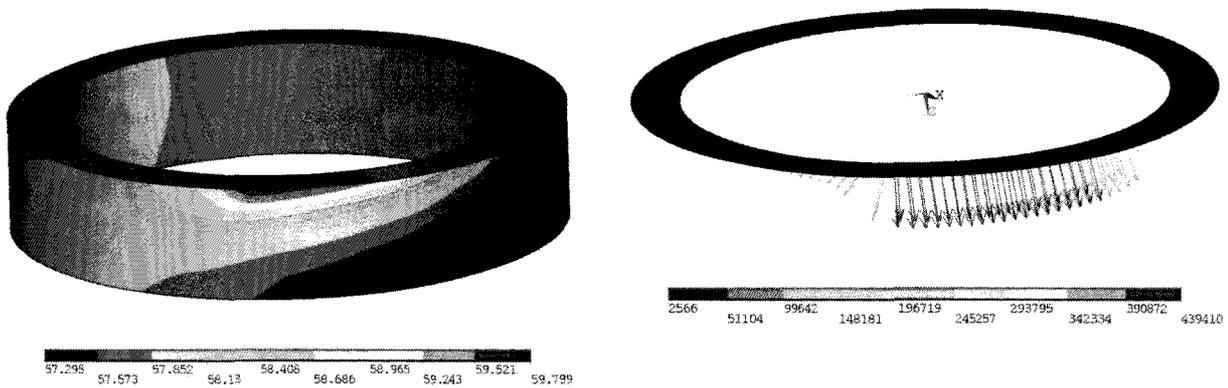


FIG. 2.43 – Cartographies de température ($^{\circ}\text{C}$) et vecteurs flux (W) au niveau de la face supérieure pour une vitesse $v=0,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ - cas d'un calcul 3D complet

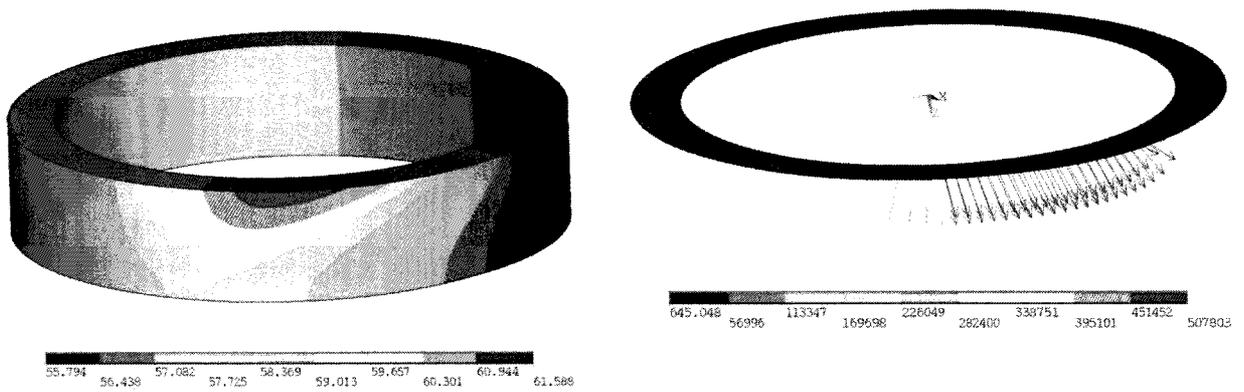


FIG. 2.44 – Cartographies de température ($^{\circ}\text{C}$) et vecteurs flux (W) au niveau de la face supérieure pour une vitesse $v=0,1 \text{ m.s}^{-1}$ - cas d'un calcul 3D complet

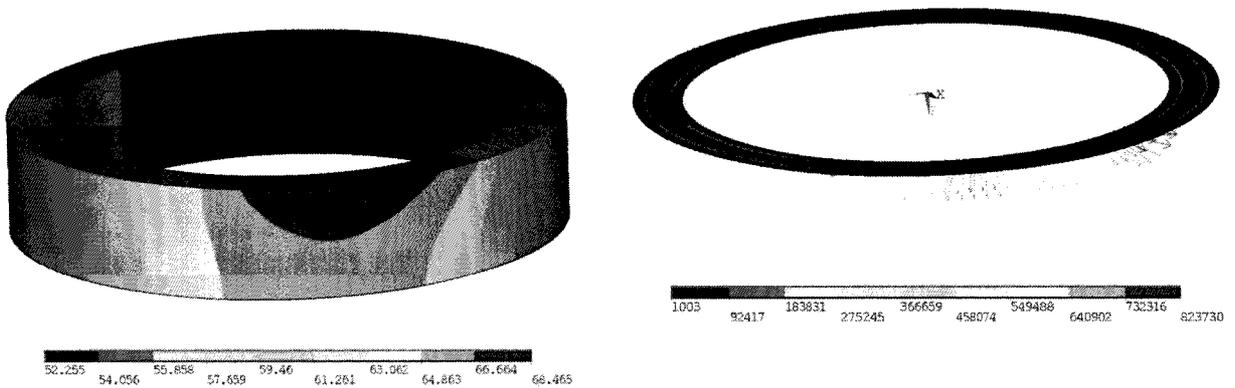


FIG. 2.45 – Cartographies de température ($^{\circ}\text{C}$) et vecteurs flux (W) au niveau de la face supérieure pour une vitesse $v=0,01 \text{ m.s}^{-1}$ - cas d'un calcul 3D complet

2.3.2 Application au freinage roue-semelle

Une extension de l'approche est proposée ici en intégrant la semelle : le modèle axisymétrique a en effet montré une localisation du flux lors des freinages et une variation de cette même localisation, ce qui n'est pas intégré dans le modèle de Tirovic et Day. Pour cela, il est nécessaire de déterminer d'abord la répartition des pressions de contact à l'instant initial puis de réactualiser au cours du freinage ce champ de pression. Le problème est donc découpé en un problème mécanique de l'ensemble roue-semelle-porte semelle (composé de 19755 noeuds et 16951 éléments sur la figure 2.46) et un problème thermique, lui même découpé en un modèle axisymétrique de la roue et un modèle tridimensionnel de la semelle (sans le porte-semelle), la géométrie de celle-ci ne permet pas une simplification. De plus, la semelle étant fixe par rapport à la source de chaleur, le flux orthoradial n'est pas négligeable.

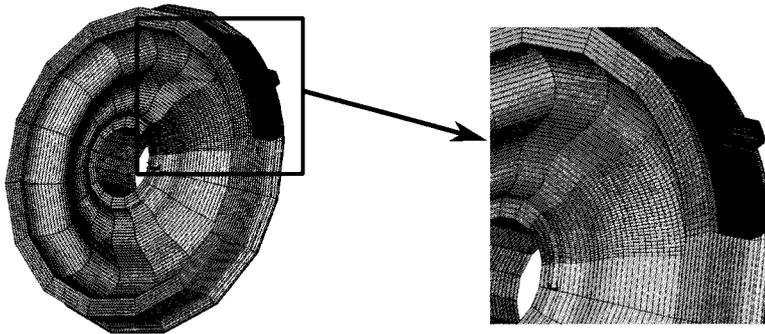


FIG. 2.46 – Modèle complet roue-semelle-porte semelle

L'algorithme est centré sur l'étude d'un freinage unique (Figure 2.47). A la différence de l'algorithme 2D présenté précédemment, le raisonnement n'est plus basé sur le temps de freinage mais sur le nombre de tours de roue effectués, conséquence de la vitesse de rotation décroissante et de la nécessité d'effectuer les équilibres mécaniques dans les mêmes positions relatives de la roue par rapport à la semelle.

L'effort de freinage est appliqué sur un noeud « pilote » lié au porte-semelle. Celui-ci est considéré comme infiniment rigide. L'effort est transmis à l'armature par le biais d'éléments de contact surfaciques, l'armature est solidaire du matériau de friction. A l'issue du calcul mécanique statique, la répartition des pressions de contact au niveau de la surface de frottement est donc obtenue. Celle-ci détermine la répartition du flux sur cette surface, plus exactement au niveau de chaque tranche. Une partie p du flux généré à l'interface est appliquée sur chaque tranche de la roue en contact avec la semelle et la part de flux $(1 - p)$ est appliquée sur la face de la semelle. Ce partage est à déterminer et reste fixe durant le calcul. En effet, il n'y a pas de résistances thermiques de contact entre la roue et la semelle de par le découplage des résolutions thermiques. L'analyse thermique est effectuée pour DN tours de roue. Les résolutions thermiques de la roue et de la semelle sont menées de façon parallèle.

A la fin de cette étape, les champs de température obtenus par le modèle axisymétrique sont transposés sur le modèle mécanique tridimensionnel comme chargement thermique. Une phase de transposition est donc nécessaire, qui correspond à la reconstruction du champ de température spatial de la roue à partir des évolutions temporelles. Le principe de reconstruction sera décrit par

la suite. L'analyse mécanique suivante permet l'actualisation du champ de pression et donc de la répartition du flux, sans modifier le partage p . Les simulations sont effectuées sans prise en compte de l'usure.

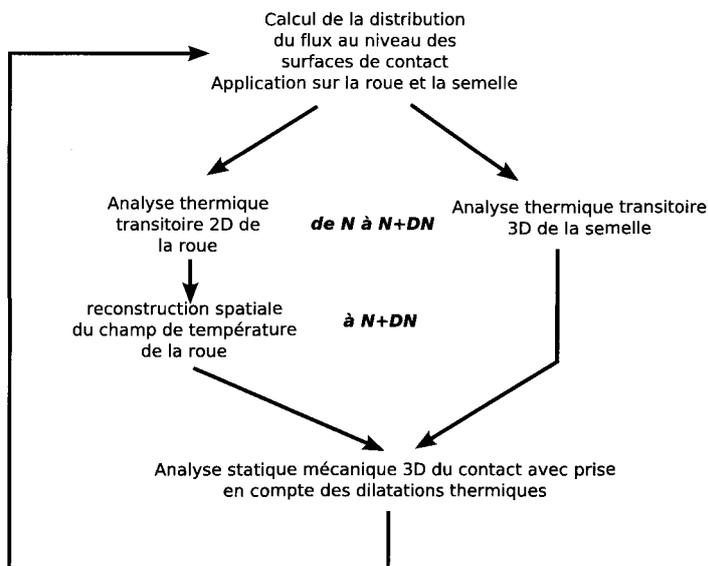


FIG. 2.47 – Algorithme hybride 3D/2D-TRS

ROUE

De la même façon que Tirovic et Day [57], les passages sous garniture et hors garniture sont distingués. La différence vient ici de la prise en compte des variations circonférentielles des pressions de contact, et donc d'un flux non-uniformément réparti sur la zone de contact. Cela implique de considérer plus de tranches de roue lors du passage sous la semelle. Dans le modèle de Tirovic et Day, ce nombre était de deux, le flux étant appliqué de façon uniforme. Dans notre cas, 33 tranches sont utilisées lors du passage sous la semelle et 14 tranches hors de la zone de contact. Le modèle thermique axisymétrique est composé de 368 noeuds et de 295 éléments (Figure 2.48).

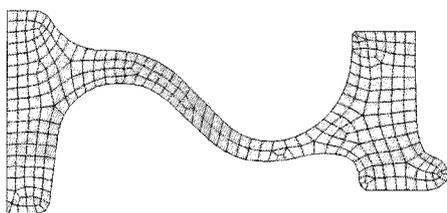


FIG. 2.48 – Modèle axisymétrique de la roue pour le calcul thermique

La solution proposée est une reconstruction du champ de température sur l'ensemble de la roue, basée sur l'hypothèse d'une évolution linéaire de la température entre deux tours. Le schéma de reconstruction est présenté à la figure 2.49, l'évolution de température étant donnée pour chaque noeud. Le calcul suit l'évolution d'une tranche de la roue, celle-ci peut donc être repérée dans l'espace par sa position angulaire et dans le temps par le biais de la vitesse de rotation. Les résultats sont donc représentés dans la direction $\omega(t) \cdot t$, avec une élévation de la température lors du passage sous

la semelle ($0 < \theta < \alpha$) puis une diminution lors du passages à l'air libre ($\alpha < \theta < 2\pi$), α étant l'angle de contact. La reconstruction du modèle tridimensionnel nécessite de connaître la température sur la circonférence à un instant donné (Instant de reconstitution). Une première solution aurait consisté à projeter directement l'évolution de la température calculée pendant un tour sur la circonférence. Mais il apparaît alors une discontinuité entre la température à $\theta = 0$ et à $\theta = 2\pi$, normalement égales. La solution utilisée ici consiste à interpoler linéairement la température entre deux tours successifs à la même position angulaire. Au final, cela nécessite autant de reconstructions que de noeuds dans le modèle axisymétrique.

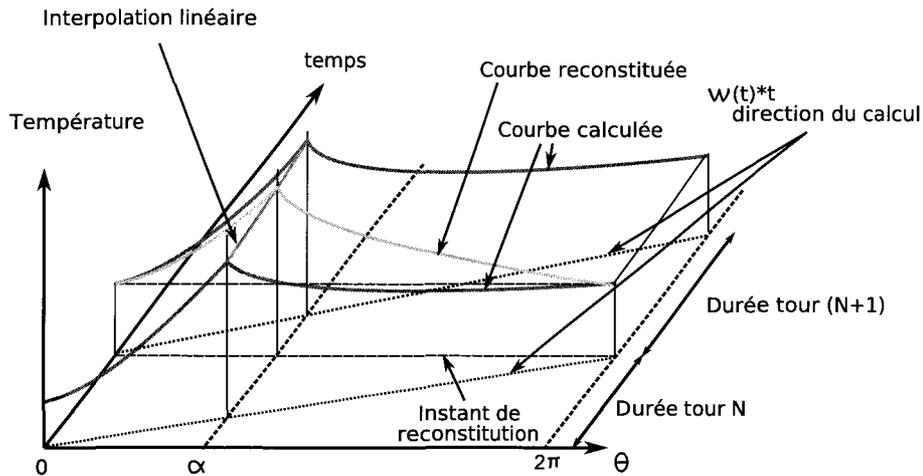


FIG. 2.49 – Principe de reconstruction

SEMELLE

La résolution thermique de la semelle est menée parallèlement à la résolution de la roue, à l'aide d'un modèle comportant 2440 noeuds et 1748 éléments et ne prend en compte que le matériau de friction (Figure 2.50). En effet, le modèle précédent a montré la faible profondeur du champ de température lors de freinages d'arrêts (Figures 2.25 et 2.31). L'armature ne participe pas au problème thermique.

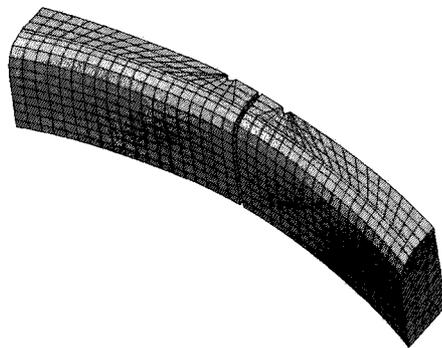


FIG. 2.50 – Modèle tridimensionnel de la semelle pour le calcul thermique

La part $(1 - p)$ du flux est appliqué sur la face de frottement de la semelle, suivant la répartition de pression déterminée par le calcul mécanique, l'effort étant appliqué sur un noeud « pilote » lié au porte-semelle.

Résultats

Le freinage suivant a été simulé (caractéristiques identiques au freinage T2) :

- masse à freiner : 9 tonnes,
- effort : 30 kN,
- vitesse initiale : 120 km/h,
- temps de freinage : 55 s.

Le matériau de la semelle est le matériau A, et on suppose 99% du flux dissipé dans la roue et 1% dans la semelle. Ce partage est issu de l'équation 2.3. La répartition des pressions de contact, donc la distribution du flux, est réactualisée tous les 17 tours, le nombre de tours réalisés étant de 357 tours. Différentes cartographies de température sont présentées sur les figures 2.51 et 2.52 :

- (a) températures de l'ensemble roue-semelle à la fin du freinage,
- (b) températures dans la roue à $t=30$ s (instant où la température maximale est atteinte en surface de la roue lors du calcul mécanique),
- (c) coupe de la roue à $t=30$ s,
- (d) températures dans la semelle à la fin du freinage (instant où la température maximale est atteinte en surface de la semelle).

La localisation de la température sur la roue est de type bande chaude. L'hypothèse d'axisymétrie utilisée empêche la formation de localisations différentes. Par rapport au modèle précédent, le gradient thermique dans la semelle n'est plus seulement axial mais aussi circonférentiel, avec une localisation au centre de la semelle (Figure 2.52(d)).

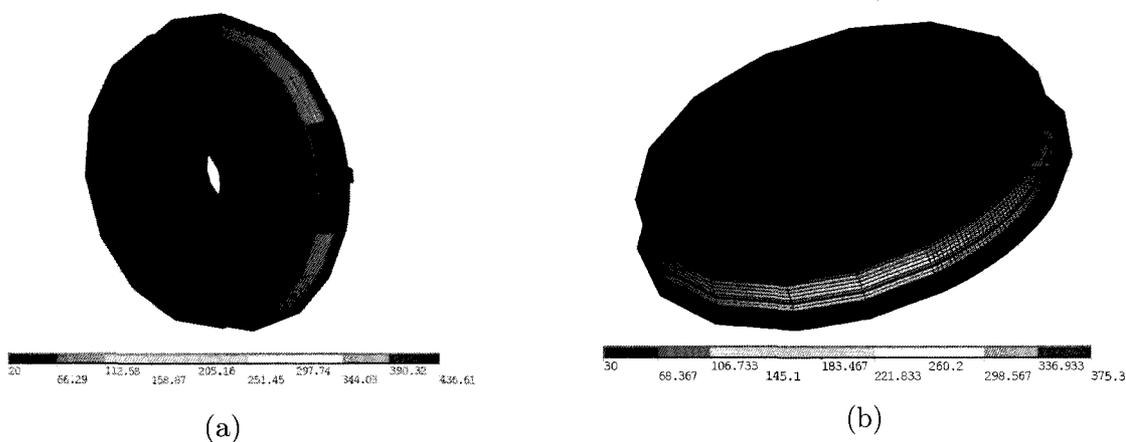


FIG. 2.51 – Cartographies de température ($^{\circ}\text{C}$) de l'ensemble roue-semelle à la fin du freinage (a) et de la roue à $t=30$ s (b)

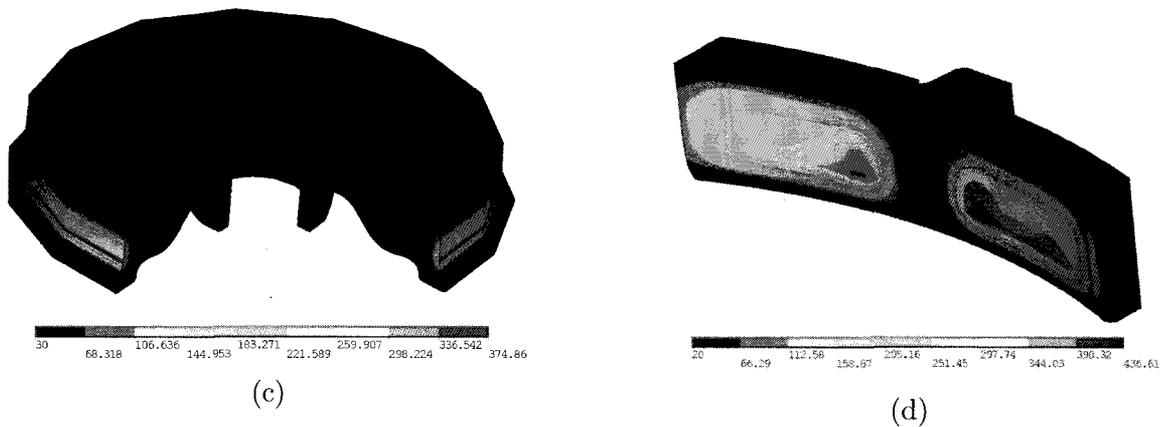


FIG. 2.52 – Températures (°C) dans la roue à 30 s (c) et dans la semelle à la fin du freinage (d)

Les figures 2.53 et 2.54 montrent les répartitions des pressions de contact obtenues lors de différents calculs mécaniques. Dans tous les cas, le contact est non-uniforme, même initialement, lié à la détection du contact avec des géométries complexes. Axialement, une variation de la pression est observée, allant de l'intérieur (côté boudin) vers le centre de la semelle. Circonférentiellement, la longueur frottée diminue au fur et à mesure du freinage. Ces deux mouvements sont la conséquence de la déformation structurelle de la semelle, due aux dilatations thermiques plus importantes au centre que sur les bords libres.

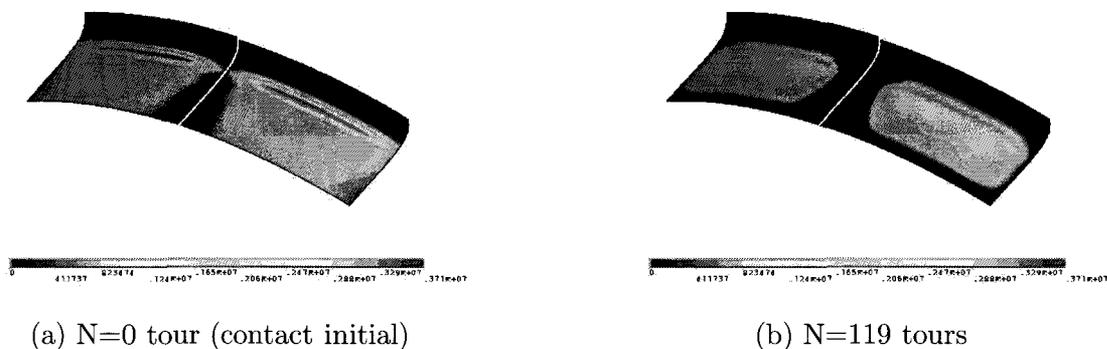


FIG. 2.53 – Répartition des pressions de contact côté semelle (Pa) à différents tours de roue (min : 0 Pa, max : $3,71 \cdot 10^7$ Pa)

La figure 2.55 représente l'évolution du noeud le plus sollicité thermiquement en surface de roue et de semelle et celui situé à 10 mm pour la roue et 12 mm pour la semelle. En surface de roue, un gradient thermique apparaît sur chaque tour de roue, conséquence des phases de chauffage-refroidissement mais n'apparaît plus à 10 mm. Son amplitude est inférieure à 10°C et donc finalement négligeable. Pour la semelle, l'évolution est croissante durant le freinage.

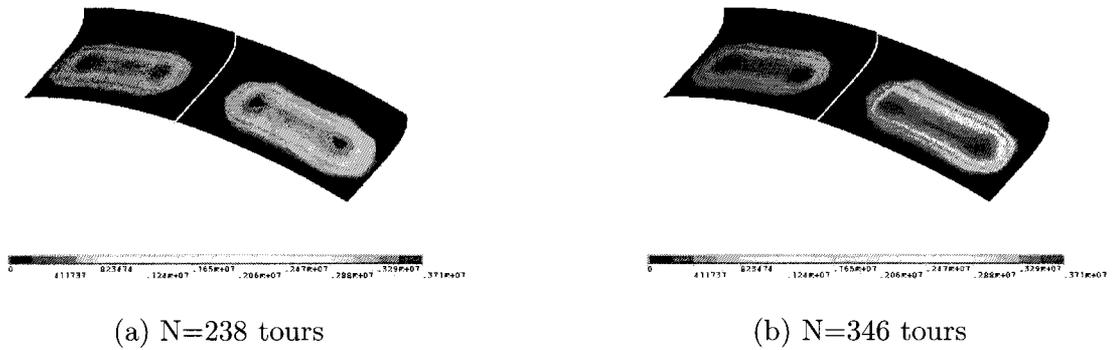


FIG. 2.54 – Répartition des pressions de contact côté semelle (Pa) à différents tours de roue (min : 0 Pa, max : $3,71 \cdot 10^7$ Pa)

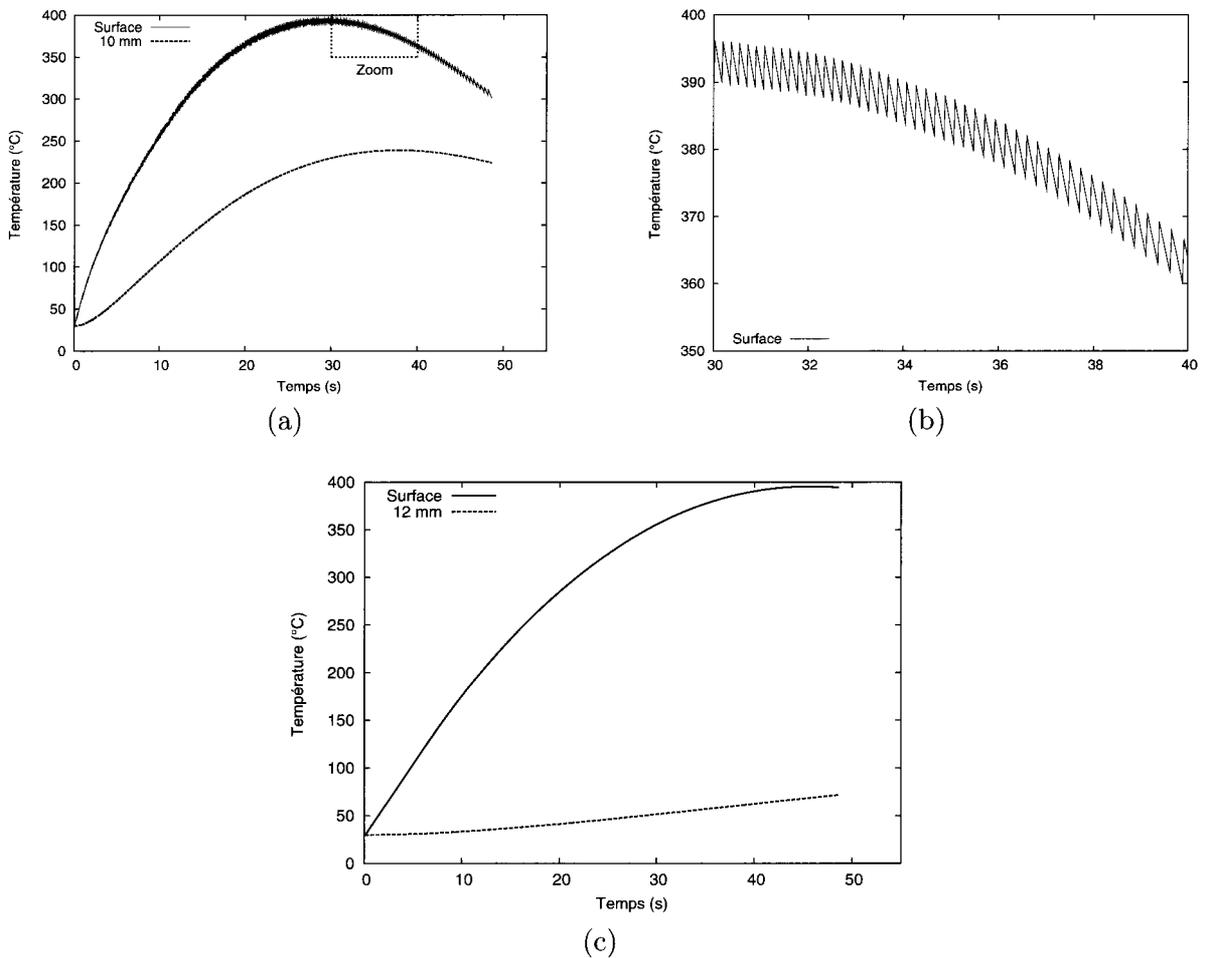


FIG. 2.55 – Evolutions des températures de surface et en profondeur dans la roue (a) et (b) et dans la semelle (c)

L'effet de la concentration du contact en deux zones est également visible expérimentalement sur les relevés issus des thermocouples. Les thermocouples 3 et 7 sont ceux qui mesurent la plus importante élévation de température, suivi des thermocouples 5 et 6. Les thermocouples 1 et 8 mesurent une élévation plus faible. Le scénario proposé est donc bien en accord avec les mesures, à savoir une localisation au centre de la semelle.

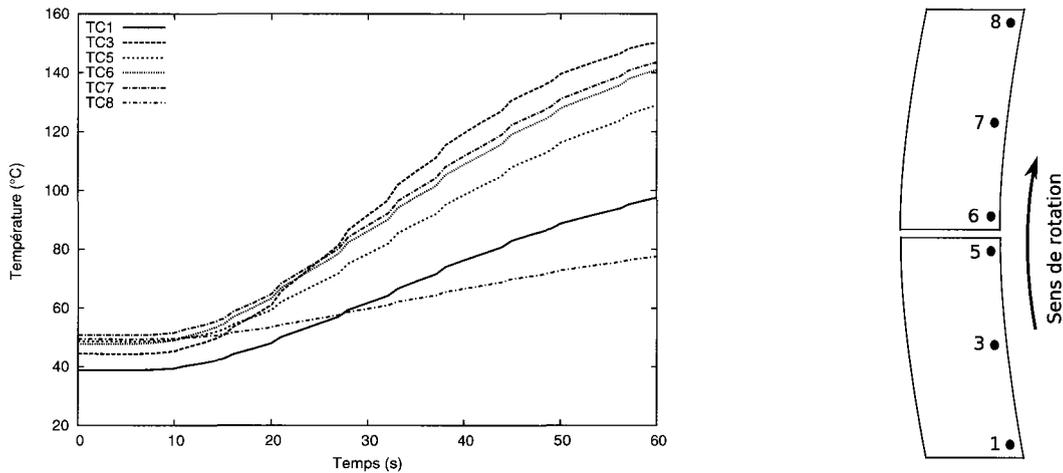


FIG. 2.56 – Evolutions des températures au niveau des thermocouples 1, 3, 5, 6, 7 et 8 pour le freinage 47 (équivalent au freinage T2)

2.4 Exploitation des modèles

Les modèles proposés permettent d'ores et déjà la présélection d'une semelle par rapport à une application donnée, principalement par le modèle 2D roue-semelle. Les critères de choix sont des niveaux de température plus faibles et des localisations moins sévères.

L'optimisation des semelles peut être abordée d'une part par des analyses paramétriques sur les propriétés thermiques et mécaniques du matériau organique, et d'autre part par des modifications géométriques. Il s'agit de répartir de façon moins sévère le contact, afin de diminuer les températures. Concernant les propriétés thermiques et mécaniques du matériau organique, celles-ci dépendent fortement de la formulation. Une analyse paramétrique de chaque caractéristique a donc pour objectif de définir la sensibilité et l'influence vis-à-vis des températures.

Ce travail fait actuellement l'objet d'un projet de Master-Recherche au sein du Laboratoire de Mécanique de Lille, en partenariat avec Flertex. Les deux voies sont pour cela explorées, à savoir une analyse paramétrique sur les matériaux, en modifiant une ou plusieurs caractéristiques simultanément. Cette analyse est réalisée à l'aide du modèle bidimensionnel de l'ensemble roue-semelle. La géométrie, notamment l'armature est elle modifiée à l'aide du modèle hybride 3D/2D-TRS. Une solution intégrant un élément déformable entre l'armature et le matériau de friction a pu être proposée.

2.5 Conclusion

Deux modèles thermomécaniques ont été développés pour l'étude des localisations des zones d'échauffement, en particulier les bandes chaudes.

Le premier modèle, 2D thermomécanique découplé enchaînant les résolutions thermiques et mécaniques, permet de simuler la formation et l'évolution des bandes chaudes lors d'une succession de freinages. Il comprend la résolution du problème de dissipation de chaleur et des déformations thermomécaniques avec prise en compte de l'usure et de l'interface de contact. Ce modèle est validé expérimentalement sur la formation et la circulation des bandes chaudes en surface et sur les niveaux de températures, au moins à l'intérieur des composants. Les phénomènes prépondérants à l'origine de ce type de gradients sont liés à la compétition entre dilatation thermique et usure. La prise en compte du couple roue-semelle est prépondérante pour l'étude des phénomènes de localisations, contrairement aux modèles thermiques classiquement utilisés, basés sur des hypothèses de pression uniforme.

Le second modèle, 3D thermomécanique, permet de simuler les gradients thermiques dans la direction circonférentielle et au sein du contact. Il est basé une résolution originale du problème thermique du flux glissant circonférentiellement en étudiant le suivi temporel d'une section de la roue angulairement au cours du freinage. Il a pu mettre en évidence au niveau de la surface de frottement de la semelle des concentrations des pressions de contact au centre des deux parties de la semelle. L'approche permet aussi d'estimer le gradient circonférentiel issu des alternances chauffage/refroidissement sur un tour au niveau de la roue, qui reste faible pour cette application. Cette approche permet de plus la prise en compte de l'ensemble semelle-porte semelle, élément important pour dégager des voies d'optimisation. Même si les objectifs sont atteints du point de vue de la prédiction des phénomènes de localisation thermique et des températures atteintes, des perspectives peuvent être énoncées pour ce modèle.

Le modèle 2D mériterait un enrichissement du modèle d'interface en prenant notamment en compte les transformations de surface dépendant de la température et les mécanismes de génération de chaleur. L'objectif à terme est de coupler les échelles microscopiques (tribologie) et macroscopiques. Une première étape pourrait être l'intégration de modèles de matériau dépendant de l'historique thermique de la sollicitation, tels qu'ils ont pu être observés au cours des mesures du coefficient de dilatation thermique.

Le modèle 3D présente l'avantage d'accéder à des informations locales inaccessibles par la mesure, notamment la détermination d'une cartographie de température en surface de semelle. Il mérite d'être complété par la prise en compte de l'usure de la semelle, au moins d'une façon comparable à celle du modèle 2D. Une série de mesures complémentaires sera nécessaire afin de valider au moins indirectement le modèle, notamment par la détermination des gradients thermiques dans la semelle. L'instrumentation peut être envisagée par l'utilisation d'un nappage de la semelle à l'aide de thermocouples.

Chapitre 3

Evolution des contraintes résiduelles

Il a été montré, dans le chapitre 1, une évolution des contraintes résiduelles dans la roue, mesurée expérimentalement, lors d'une succession de freinages. Ces évolutions sont principalement consécutives aux freinages de maintien. La prédiction de l'évolution des contraintes nécessite avant tout de définir un état initial. Celui-ci est la conséquence de la fabrication, plus particulièrement du traitement thermique. Le modèle développé doit donc permettre de suivre l'évolution du champ de contraintes résiduelles de la fabrication aux freinages de maintien. Le modèle 2D présenté au chapitre précédent permettra de définir la distribution du flux selon la largeur de la semelle lors de ces freinages.

3.1 Bibliographie

Le traitement thermique des roues consiste en une trempe à l'eau sur la bande de roulement suivie d'un revenu. Il met en œuvre des vitesses de refroidissement rapides suivi de phénomènes lents de fluage-relaxation à température élevée qui vont modifier la microstructure en surface et en profondeur et qui vont d'un point de vue macroscopique introduire des contraintes résiduelles dans la roue. Hewitt et Allen-Booth ont ainsi pu montrer l'effet du revenu sur le champ de contraintes résiduelles sur des roues aux surfaces de roulement trempées : une observation expérimentale à l'aide de rosettes avant et après le revenu montre une diminution notable des contraintes dans les zones trempées [33]. Ils montrent aussi que la température à laquelle est effectuée le revenu influe fortement sur le niveau final des contraintes. Du point de vue numérique, deux approches sont possibles afin de reproduire l'état de contraintes mesuré :

- l'approche thermo-métallo-mécanique,
- l'approche thermomécanique macroscopique.

3.1.1 Approche thermo-métallo-mécanique

L'approche métallurgique vise à déterminer le champ de contraintes dans la structure trempée, à partir des transformations des différentes phases du matériau. Le principe est de définir la cinétique de transformation $\alpha \rightarrow \gamma$ pour le chauffage et la cinétique des transformations possibles $\gamma \rightarrow \alpha$ pour le refroidissement. Des cinétiques de transformations de phase reliant les phases austénitiques, ferrito-perlitiques et bainitiques ont été écrites par Leblond-Devaux [39]. La cinétique pour la transformation austénite-martensite classiquement utilisée est celle de Koistinen-Marburger [37].

A partir de ces cinétiques et de l'évolution des températures, il est possible d'obtenir la cartographie de la répartition de chaque phase. Chaque phase ayant des caractéristiques mécaniques différentes, le champ de contraintes résiduelles peut donc être calculé. L'approche séduit en terme de répartition de phases métallurgiques et de profils de dureté. Par exemple, Cano et Sermage présentent une modélisation du soudage multipasses, où, par prédiction des différentes phases, une estimation des contraintes résiduelles est réalisée [11]. Les réserves sont d'une part, au niveau de l'exactitude de la résolution du problème thermique [32], notamment au niveau des vitesses de refroidissement et d'autre part, de la bonne identification des cinétiques de transformations (fonction de la taille de grain) et des caractérisations mécaniques de chaque phase.

Analyse métallurgique d'un échantillon de la jante

Des échantillons extraits de la jante d'une roue traitée thermiquement (trempe et revenu) et non usinée ont pu être analysés tout d'abord par microscope optique puis par microscope électronique à balayage [6]. Les analyses ont été effectuées depuis la surface trempée jusqu'au coeur de la jante, soit à une profondeur de 60 mm (Figure 3.1).

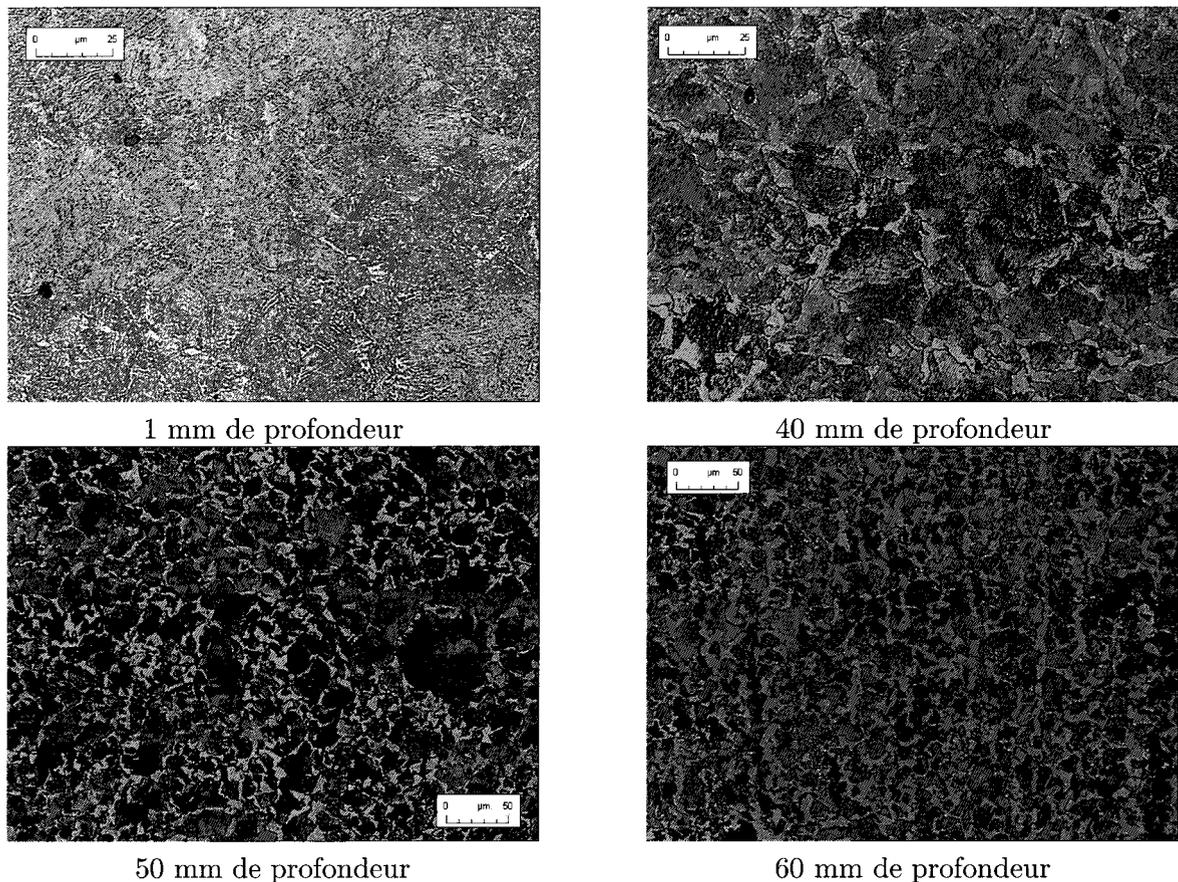
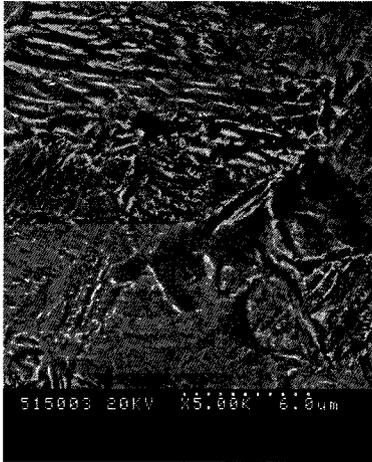


FIG. 3.1 – Microstructures à différentes profondeurs obtenues par microscopies optiques [6]

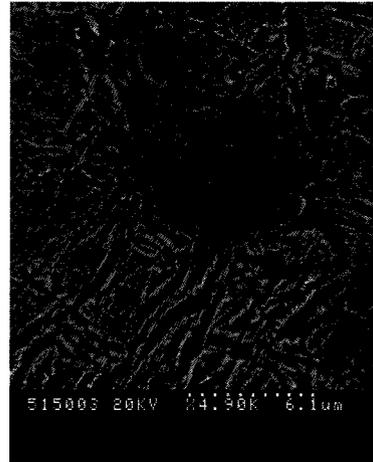
En surface apparaît une structure bainitique avec un très faible taux de ferrite, inférieur à 5 %, en blanc sur la figure 3.1. Lorsque l'on se déplace à coeur, le mélange de bainite-ferrite évolue : la taille des grains de la bainite augmente, la teneur en ferrite également et passe de quelques

pourcents en surface à environ 35 % à 60 mm de profondeur. On note également la présence en faible quantité de perlite sous forme lamellaire. Une grande diversité de la taille des grains est observable à la profondeur de 50 mm (Figure 3.1), avec un diamètre moyen de l'ordre de $25 \mu\text{m}$. A 60 mm de profondeur, le mélange est ferrito-perlitique, conforme à la structure initiale de la roue.

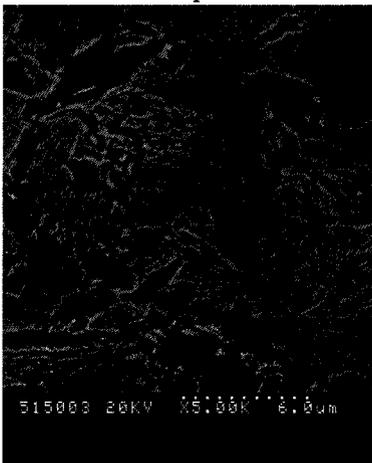
La figure 3.2 présente l'évolution de la microstructure à 1, 3, 5 et 7 mm de la bande de roulement, visualisée au microscope électronique à balayage. Il n'apparaît pas de martensite en surface malgré des vitesses refroidissements élevées pouvant atteindre ponctuellement 120°C/s (valeur issue de l'essai de trempe décrit par la suite).



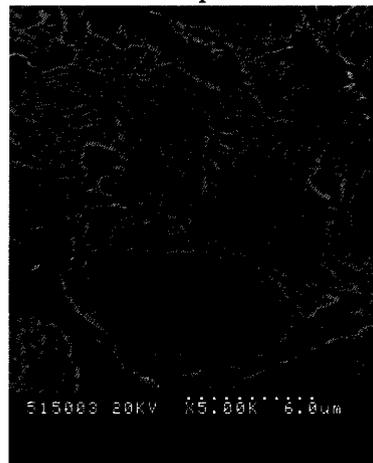
à 1 mm de profondeur



à 3 mm de profondeur



à 5 mm de profondeur



à 7 mm de profondeur

FIG. 3.2 – Microstructures à différentes profondeurs obtenues au microscope électronique à balayage

Bilan :

L'utilisation dans le cas présent d'une approche de type thermo-métallo-mécanique nécessite en soi des caractérisations importantes. En effet, la roue présente principalement trois microstructures différentes (bainite, ferrite et perlite) avec de plus des tailles de grains également différentes. Par manque de données relatives aux caractéristiques nécessaires pour ce type de modélisation, il a été

préférée l'approche présentée ci-dessous.

3.1.2 Approche classique avec l'utilisation d'une loi macroscopique

De façon classique, il est couramment associé à chaque pièce un comportement global du matériau, via l'utilisation d'un modèle de comportement enrichi parfois de termes permettant de prendre en compte certaines particularités comme le fluage, l'adoucissement cyclique, etc. [23, 40, 55]. Dans le cas du traitement thermique des roues ferroviaires, Kuhlman *et al* [38] ont testé l'influence des propriétés matériaux, à savoir leurs caractéristiques en fonction de la température ainsi qu'un fluage de type secondaire, vis-à-vis des résultats en contraintes résiduelles sur un modèle 2D axisymétrique. Le matériau est supposé élasto-plastique avec écrouissage cinématique linéaire. Les modules élastiques et plastiques sont dépendants de la température, ainsi que la limite élastique. Trois cas ont pour cela été étudiés :

Cas 1 : la capacité calorifique C_p et la conductivité thermique λ sont indépendants de la température, le fluage n'est pas pris en compte,

Cas 2 : la capacité calorifique C_p et la conductivité thermique λ sont dépendants de la température, ce qui permet de tenir compte de l'énergie nécessaire aux changements de phase, le fluage n'est pas pris en compte,

Cas 3 : la capacité calorifique C_p et la conductivité thermique λ sont dépendants de la température et le fluage est pris en compte.

Ce modèle montre bien la présence de contraintes résiduelles de compression dans la jante dans les trois cas. L'évolution des contraintes circonférentielles d'un point au centre de la bande de roulement lors du traitement est tracé sur la figure 3.3 pour les trois cas simulés. Les différences se situent sur les niveaux de contraintes, une diminution de 180 MPa est observable avec la prise en compte du fluage.

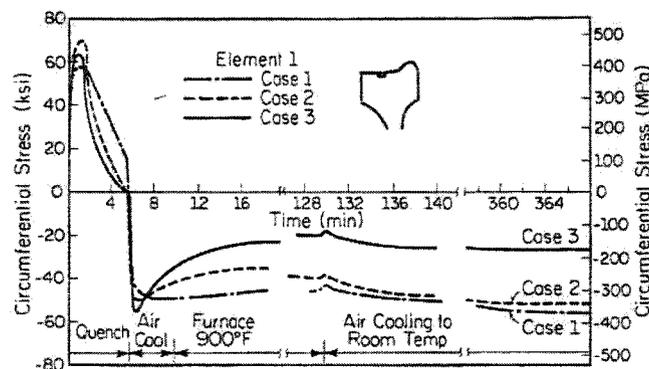


FIG. 3.3 – Evolution de la contrainte circonférentielle en fonction du temps selon les cas 1, 2 et 3 [38]

Ces résultats ont été repris par Gordon et Perlman [30] qui ont testé l'influence de certains paramètres du processus de traitement thermique, à savoir le temps de trempe (allongement et réduction d'une minute) et la température de revenu (augmentation et réduction de 150°C). Les simulations effectuées montrent que la contrainte maximale de compression et la profondeur de la zone de compression sont peu modifiées, comparativement à une simulation effectuée sans effet

visqueux. Dans ce cas, la contrainte maximale de compression est plus importante, la profondeur de la zone de compression restant inchangée.

Conclusion

Le modèle de comportement est un paramètre important de la modélisation, qu'il convient d'identifier précisément. Pour notre étude, le processus de fabrication n'étant pas similaire à celui de la bibliographie (la durée du revenu est de 5 heures pour Gordon et Perlman contre 2h30 dans le cas présent), cette analyse des paramètres sensibles doit être reprise et être élargie à d'autres modèles de comportement. De même, une étude menée au cours de ce projet a conclu sur la nécessité de déterminer le coefficient de convection au niveau de la surface arrosée [6]. Un dispositif expérimental spécifique de trempe a été conçu [45]. Il est décrit par la suite.

3.2 Modélisation du traitement thermique

3.2.1 Description

Le procédé de fabrication des roues monoblocs chez Valdunes comporte cinq étapes :

- le chauffage du bloc d'acier,
- le forgeage,
- le refroidissement contrôlé,
- le traitement thermique,
- l'usinage.

Le profil de contraintes résiduelles est introduit dans la roue lors du traitement thermique. L'objectif est d'obtenir un état de contraintes résiduelles circonférentielles près de la surface, suivant la norme EN13262 [24], le profil est décrit sur la figure 3.4. L'évolution des contraintes suivant la profondeur doit être comprise dans l'aire grisée.

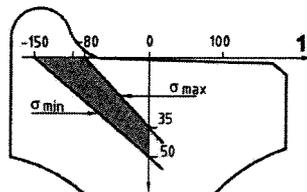


FIG. 3.4 – Distribution des contraintes en profondeur dans la jante selon la norme EN13262 [24]

Le traitement thermique se déroule en plusieurs étapes. La première étape consiste à chauffer la roue à une température supérieure à AC3 (température de changement de phase α/γ située à 780°C), soit environ 870°C. Elle est maintenue à cette température pendant 1/2 heure environ, afin d'uniformiser les températures dans la roue. La seconde étape est la sortie du four et le positionnement dans le bac de trempe, où seule la bande de roulement est trempée par aspersion d'eau (Figure 3.5). L'homogénéité de l'arrosage est assurée par la rotation de la roue durant cette opération, l'eau étant projetée par 24 buses réparties circonférentiellement. Le poids seul de la roue permet la transmission du mouvement de rotation du support à la roue. Le temps de trempe dépend de chaque

type de roue.

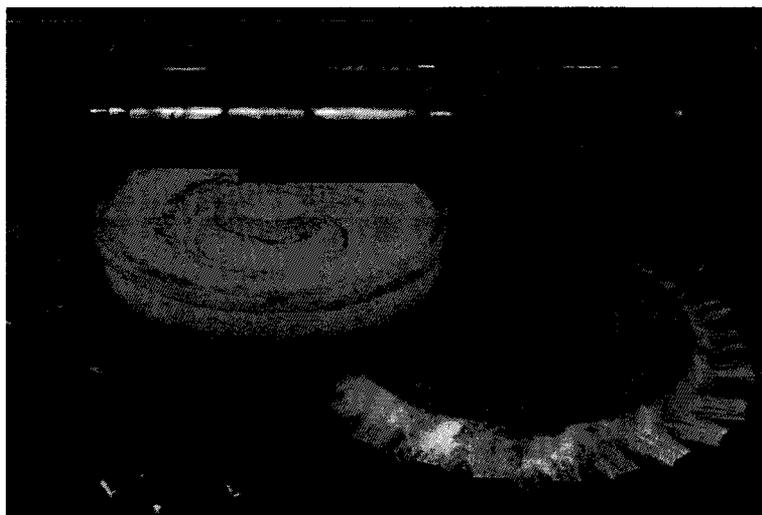


FIG. 3.5 – Dispositif de trempe

La dernière étape consiste à placer la roue dans le four de revenu où elle est maintenue à 500°C pendant 2h30. Elle est ensuite refroidie à l'air libre avant d'être décalaminée et contrôlée en dureté par un billage.

Les consignes en température du traitement thermique sont représentées de façon schématique sur la figure 3.6. En pratique, la phase de revenu est constituée de 4 étapes correspondant à 4 zones dans le four, avec des températures variant d'une zone à l'autre (zone 1 : 400°C, zone 2 : 500°C, zones 3 et 4 : 520°C).

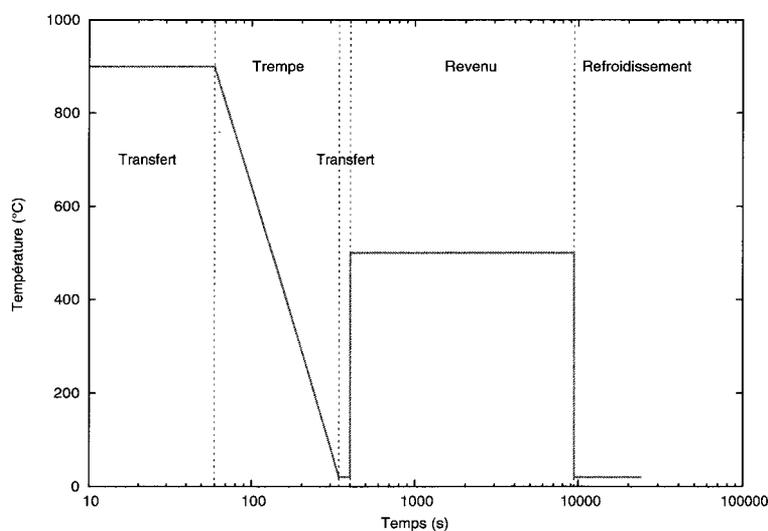


FIG. 3.6 – Description schématique du cycle de traitement thermique

3.3 Modélisation thermomécanique du traitement thermique

L'état de contraintes résiduelles initial est obtenu par modélisation du traitement thermique par la méthode des éléments finis. La géométrie et les conditions de traitement thermique (rotation de la roue pendant l'arrosage) permettent de retenir l'hypothèse d'axisymétrie.

3.3.1 Partie thermique

3.3.1.1 Détermination du coefficient d'échange

La température de la roue étant d'environ 900°C, l'eau projetée est vaporisée au niveau de la zone trempée. Durant le processus de refroidissement, les mécanismes de convection dépendent des températures de paroi et du fluide trempant. Différents régimes d'ébullition ont été observés dans les échanges convectifs avec un fluide, par Nukiyama en 1934, en chauffant les liquides au moyen de résistances thermiques immergées [25, 34]. Quatre zones peuvent être distinguées :

convection naturelle : (jusqu'à 90°C) au niveau des aspérités, il apparaît des bulles de vapeur qui grossissent en s'élevant dans le liquide sans apporter de turbulence notable.

ébullition nucléée : (de 90°C à 120°C) l'augmentation de la densité du flux thermique entraîne l'augmentation des centres de formation des bulles. L'ébullition est de plus en plus vive : elle est dite « nucléée ». Les turbulences provoquées par les bulles favorisent les transferts thermiques.

ébullition instable : (de 120°C à 400°C) les bulles de vapeur apparaissent en de très nombreux sites et de façon rapide. Un film de vapeur peut alors se former en différents endroits à la surface du solide. La surface se recouvre progressivement d'une pellicule de vapeur au fur et à mesure que la température de paroi augmente. La chaleur doit être conduite à travers ce film ce qui a pour effet de diminuer le coefficient d'échange.

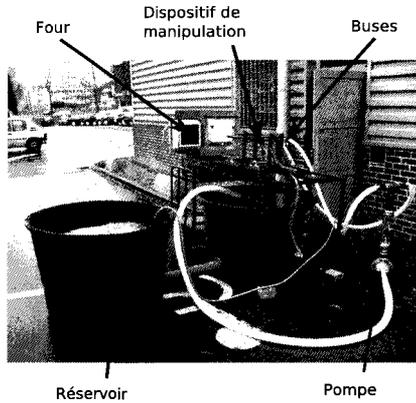
vaporisation pelliculaire : (à partir de 400°C) le film est stable et adhère à la paroi qui n'est plus mouillée (caléfaction) en opposant une grande résistance thermique. Les échanges ont lieu par convection à travers le film puis par rayonnement.

Dans le cadre de la simulation du traitement thermique des roues ferroviaires, Gordon et Perlman [30] ont utilisé un coefficient d'échange constant au niveau de la bande de roulement égal à $3066 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{C}^{-1}$ équivalent à $3,75 \text{ Btu}\cdot\text{hr}^{-1}\cdot\text{in}^{-2}\cdot\text{F}^{-1}$, le rayonnement est ajouté avec une émissivité supposée égale à 0,95. Mais du fait de la durée de la trempe différente et des conditions d'arrosage et de trempe plus généralement non précisées dans la bibliographie, un dispositif expérimental a été réalisé afin de déterminer ce coefficient d'échange en fonction de la température de paroi.

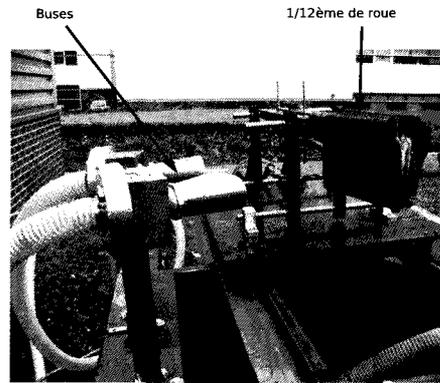
Dispositif expérimental

Compte tenu de la spécificité du système de trempe utilisé, des géométries d'écoulement de l'eau sur la bande de roulement et du caractère fortement transitoire du refroidissement, il a été proposé de procéder à une identification du coefficient d'échange sur le montage réel. Au regard des difficultés de mise en œuvre, un montage spécifique a été conçu, permettant la réalisation de la trempe sur un douzième de roue dans les conditions similaires au processus industriel (Figure 3.7). La roue est chauffée à une température de 900°C à cœur dans un four. À sa sortie, deux buses identiques aux bacs de trempe industriels permettent l'arrosage de la bande de roulement selon le débit voulu (environ $14 \text{ m}^3/\text{h}$ pour les deux buses) (Figure 3.7). Une pompe permet d'alimenter les buses à partir d'une réserve d'eau d' 1 m^3 , un débitmètre à flotteur permettant le contrôle du débit

durant l'arrosage. La pièce étant positionnée au dessus de la réserve d'eau, une partie de l'eau est récupérée et réutilisée. L'augmentation de la température de l'eau due à cette recirculation a été estimée inférieure à $4,5^{\circ}\text{C}$ [45]. La seule différence concerne l'absence de rotation du système par rapport aux buses d'arrosage, qui sera vérifiée comme secondaire par la suite.



(a) Vue générale



(b) Montage des buses et de la portion de roue

FIG. 3.7 – Dispositif de trempe expérimental

Ce dispositif permet d'acquérir plus aisément l'évolution des températures à l'aide de thermocouples que sur le site industriel. L'instrumentation est composée de 10 thermocouples de type K d'un diamètre de 2 mm, diamètre minimal compte tenu du mode de perçage choisi, c'est-à-dire par forêts classiques. L'implantation des thermocouples est donnée sur la figure 3.8 et les positions au tableau 3.1. La face de référence pour la profondeur est la face extérieure de la roue (opposée au boudin). Les thermocouples 1 à 4 sont eux positionnés dans l'axe d'une buse d'arrosage, les thermocouples 5 à 9 sont quant à eux positionnés entre les deux buses, dans la zone de recouvrement. Les thermocouples (1-2-3-4) et (6-7-8-9) ne sont pas alignés afin d'éviter des perçages trop près les uns des autres et de perturber la mesure. Un léger décalage est donc réalisé entre ces thermocouples. Les thermocouples 5 et 10 sont positionnés dans des plans décalés par rapport aux autres thermocouples, afin d'observer les variations dans la direction axiale. Cette mesure ne sera pas exploitée par la suite. L'acquisition est réalisée par un enregistreur Graphtec GL450 à la fréquence de 10 Hz.

Numéro des thermocouples	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Angle en degrés	6.5	7.5	7.5	8.5	12	14	15	15	16	18
Profondeur en mm	50	50	50	50	30	50	50	50	50	98
Distance de la surface en mm	8	3	25	15	8	8	3	25	15	8

TAB. 3.1 – Positionnement des thermocouples

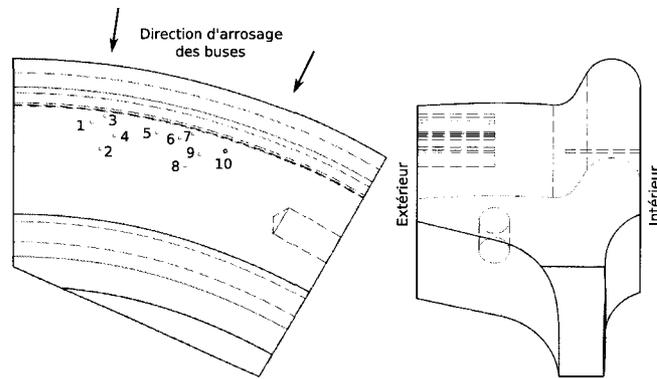


FIG. 3.8 – Plan d'implantation des thermocouples

Détermination du coefficient d'échange

Les figures 3.9 et 3.10 sont des comparaisons entre deux thermocouples situés à la même profondeur (par rapport à la surface arrosée) et alignés dans l'axe de la buse (thermocouples 1 et 4 *position centrée*) ou entre les buses (thermocouples 6 et 9 *position décentrée*). L'écart entre les deux thermocouples est reporté sur les graphiques. Il atteint au maximum 80°C en début de trempé (différence entre les thermocouples 1 et 6) et se situe en moyenne autour de 50°C. Pour la seconde comparaison entre les thermocouples 4 et 9, l'écart maximal est inférieur à 40°C. Les écarts relevés entre les deux positions sont raisonnables. Par conséquent, les résultats de l'une ou l'autre des positions peuvent être utilisés de la même façon. De plus, cela justifie d'une axisymétrie du comportement, donc le choix d'un douzième de roue et de l'absence de rotation pour ce dispositif.

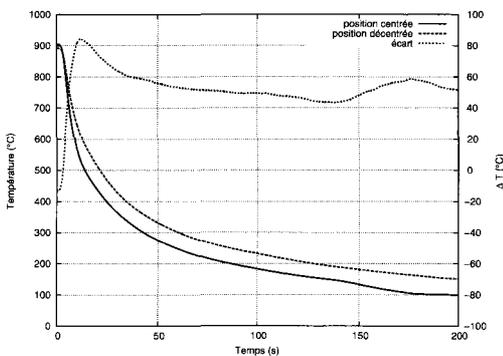


FIG. 3.9 – Thermocouples 1 (position centrée) et 6 (position décentrée)

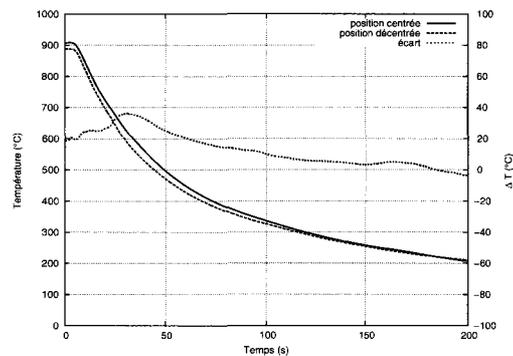


FIG. 3.10 – Thermocouples 4 (position centrée) et 9 (position décentrée)

Après avoir relevé l'évolution des températures lors de la trempé, il reste à déterminer le coefficient d'échange. Une première méthode consiste, à partir des données des thermocouples, à calculer l'évolution de la température de surface. Des méthodes de résolution inverse de conduction de la chaleur sont présentées par Raynaud [53] et Buczek et Telejko [10]. Les conditions requises pour la résolution inverse sont sévères : la méthode nécessite l'utilisation de thermocouples de diamètre très petits (entre 0,1 et 0,5 mm), leur positionnement relativement précis et certaines vérifications au niveau de l'application numérique de la méthode [53]. Dans notre cas, cette méthode se révèle être peu appropriée, le diamètre des thermocouples étant trop important et le positionnement non vérifié de façon précise.

Une méthode directe a été préférée : elle consiste à supposer une évolution du coefficient d'échange et à l'utiliser sur un modèle numérique représentatif du dispositif. On cherche alors de manière itérative l'évolution qui permet de retrouver les résultats expérimentaux.

Pour limiter la taille du modèle, le calcul se limite à une section de roue, en faisant l'hypothèse d'axisymétrie. Cela se justifie par la faible influence des résultats des différents thermocouples vis-à-vis de la position des buses (Figures 3.9 et 3.10). Une section du morceau de roue est modélisée pour réaliser le calcul thermique, avec une discrétisation fine au niveau de la zone théorique des thermocouples (Figure 3.11).

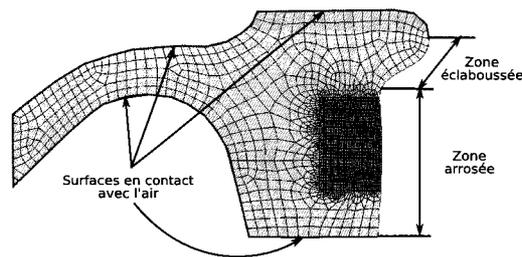


FIG. 3.11 – Maillage et conditions aux limites

Les conditions aux limites sont fixés par des coefficients d'échanges de type convection, les phénomènes de rayonnement et de convection sont donc mêlés via une non-linéarité dans le coefficient à déterminer. Pour cela, trois zones sont définies :

- la bande de roulement qui correspond à la zone arrosée
- la partie intérieure du boudin connexe à la bande de roulement qui est une zone arrosée de façon moins importante (éclaboussures). Un coefficient évalué au quart de celui de la zone précédente est utilisé (méthode utilisée par Valdunes).
- le reste de la surface extérieure qui est en contact avec l'air. La valeur du coefficient de convection est issue de la bibliographie [30], l'évolution est décrite sur la figure 3.12. Ce coefficient prend en compte le rayonnement avec une émissivité égale à 0,95.

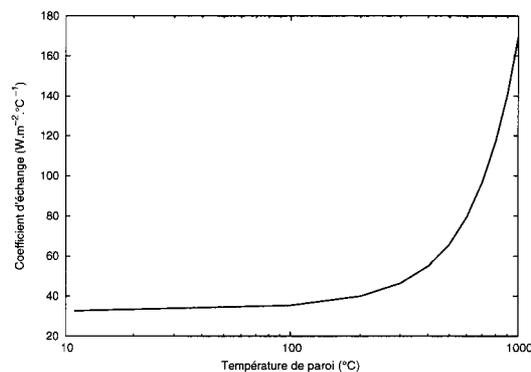


FIG. 3.12 – Coefficient d'échange utilisé au niveau des surface en contact avec l'air

La figure 3.13 représente le coefficient de convection en fonction de la température de paroi obtenu après plusieurs itérations du calcul. L'évolution de la température en profondeur est comparée aux thermocouples placés à 3 et 8 mm de la surface et à 50 mm de la face extérieure de la roue (Figure 3.14). La courbe expérimentale à 3 mm présente un décrochement aux environs de 100°C. C'est la conséquence de la phase d'ébullition nucléée, qui se traduit par une élévation du coefficient d'échange, donc une augmentation de la vitesse de refroidissement. Concernant ce dernier, son évolution à haute température (en trait plein) est différente de celle décrite par Holman [34], dont l'allure est tracée en pointillés, où la vaporisation pelliculaire provoque une augmentation du coefficient d'échange. Ceci est principalement lié à la mise en route progressive de l'arrosage lors de l'essai, de l'ordre de deux à trois secondes, ce qui ralentit la vitesse de refroidissement. Il n'y a pas eu de comparaison sur ce point avec le système industriel. L'évolution du coefficient d'échange ainsi fixée, les différences entre les courbes expérimentales et numériques subsistent sur deux points :

1. pendant les vingt premières secondes du refroidissement, le caractère fortement transitoire rend difficile l'identification.
2. la modélisation du décrochement 30 secondes après le début de l'arrosage est aussi un point délicat : les résultats numériques montrent un saut plus abrupte que le relevé expérimental.

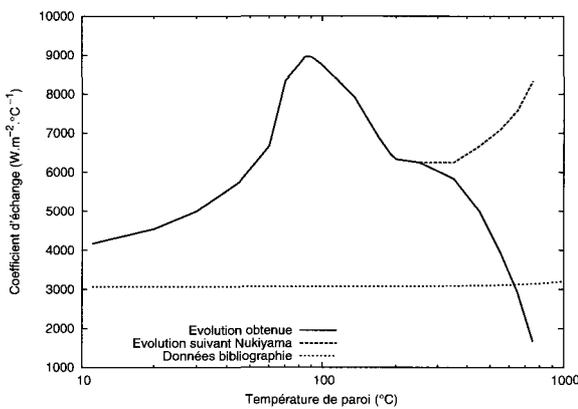


FIG. 3.13 – Coefficient d'échange obtenu après plusieurs itérations

La détermination du coefficient d'échange est donc ardue, notamment lors des phases de vaporisation pelliculaire et d'ébullition nucléée. Une amélioration de la détermination du coefficient d'échange peut être envisagée, appuyée par une implantation très fine des thermocouples et une identification inverse. Néanmoins les résultats obtenus sont encourageants et sont utilisés par la suite.

3.3.1.2 Traitement thermique sur une roue brute

La première étape de la résolution consiste à déterminer l'évolution thermique de la roue durant le traitement thermique. Le profil de la roue neuve est maillé en utilisant l'hypothèse d'axisymétrie (Figure 3.15). Le modèle est constitué de 1145 noeuds et de 1044 éléments linéaires.

Le cycle thermique imposé est décrit sur la figure 3.6. La température initiale est supposée constante et égale à 870°C. Les conditions aux limites sont données par des coefficients d'échanges dépendant de la température, appliqués en différentes zones. Les coefficients de la zone arrosée et

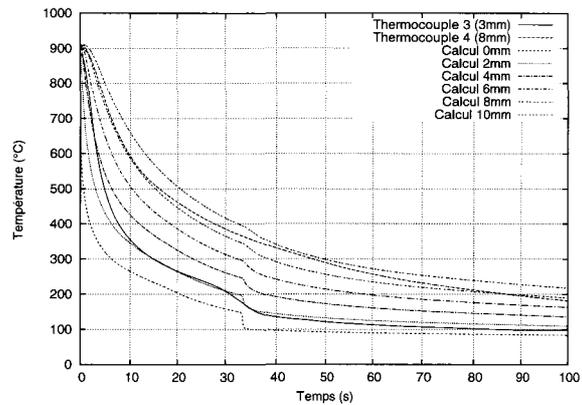


FIG. 3.14 – Comparaison à différentes profondeurs entre les thermocouples 3 et 4 et les résultats numériques

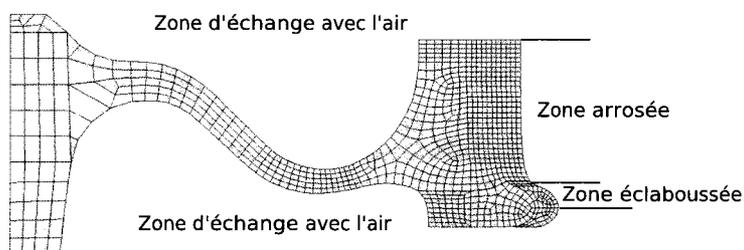


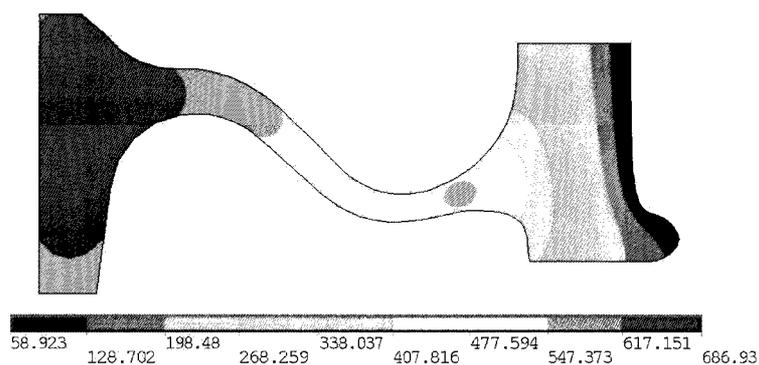
FIG. 3.15 – Maillage utilisé et zones d'applications des différents coefficients d'échange

de la zone éclaboussée ont été identifiés précédemment. Sur le reste de la roue, le même coefficient que précédemment est utilisé, tiré de Gordon et Perlman [30] (Figure 3.12). Il est aussi utilisé sur toutes les faces lors des transferts entre les différents postes, le revenu et le refroidissement.

Les figures 3.16 et 3.17 sont les cartographies des températures de la roue à deux instants « clés » du traitement thermique :

- à la fin de la trempe,
- à la fin du revenu.

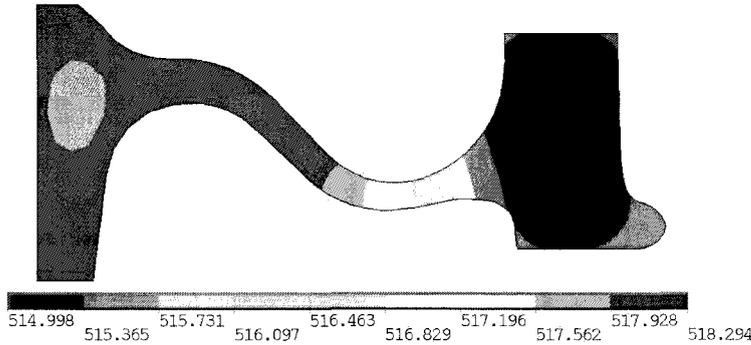
On observe un gradient important entre les températures relevées dans la jante et celles du moyeu à la fin de la trempe (Figure 3.16). A la fin du revenu, la température est quasiment uniforme dans l'ensemble de la roue (Figure 3.17).



Température minimale : 59°C

Température maximale : 687°C

FIG. 3.16 – Cartographie des températures en fin de trempe (°C)



Température minimale : 515°C

Température maximale : 518°C

FIG. 3.17 – Cartographie des températures en fin de revenu (°C)

3.3.2 Partie mécanique

A partir du calcul thermique précédent, l'état de contraintes résiduelles peut être estimé. Pour cela, il convient de définir les différents paramètres de modélisation, notamment le modèle de comportement utilisé pour le matériau de la roue.

3.3.2.1 Cadre thermomécanique général

La théorie thermodynamique des processus irréversibles avec variables internes est brièvement rappelée ci dessous [40]. Les variables thermodynamiques de base (le tenseur des contraintes σ , le flux de chaleur \vec{q} , l'énergie libre spécifique Ψ et l'entropie spécifique s) sont déterminés à partir de relations constitutives par la connaissance des variables d'état suivantes : la déformation ε ($\varepsilon = \varepsilon_e + \varepsilon_p$), la température T , le gradient de température $\vec{grad}T$ et un ensemble de variables internes \mathbf{V} décrivant chacune un mécanisme physique. Chacune de ces variables internes est régie par une loi d'évolution.

La description thermodynamique complète du système nécessite la connaissance de l'énergie libre caractérisant le comportement réversible et d'autre part la connaissance des relations entre flux et forces thermodynamiques que l'on veut décrire. Ceci peut se faire dans le cadre de la théorie des potentiels par :

le potentiel thermodynamique (énergie libre)

$$\Psi = \Psi(\varepsilon, T, \mathbf{V})$$

qui permet de décrire le comportement réversible à partir duquel les lois d'états sont établies.

le pseudo-potentiel de dissipation

$$\Phi = \Phi(\dot{\varepsilon}, \dot{\mathbf{V}}, \varepsilon, T, \mathbf{V})$$

qui permet de décrire le comportement irréversible qui donnera les lois d'évolution des variables internes. Les variables ε , T et \mathbf{V} dans ce potentiel sont donc considérées comme des paramètres.

Ces deux potentiels sont formulés à partir de constatations expérimentales. Selon l'expression du second principe, l'inégalité de Clausius-Duhem conduit à :

$$\sigma = \rho \frac{\partial \Psi}{\partial \varepsilon}, \quad s = -\frac{\partial \Psi}{\partial T}, \quad \mathbf{A} = \rho \frac{\partial \Psi}{\partial \mathbf{V}}$$

où ρ est la masse volumique et \mathbf{A} les forces thermodynamiques associées aux variables internes \mathbf{V} .

La dissipation s'exprime alors :

$$\boldsymbol{\sigma} : \dot{\boldsymbol{\varepsilon}}_p - \mathbf{A} : \dot{\mathbf{V}} - \frac{\vec{q}}{T} \overrightarrow{\text{grad}T} \geq 0$$

Elle doit être positive pour respecter le second principe. Ceci est automatiquement réalisé si l'on se place dans le cadre de l'hypothèse de normalité généralisée, en utilisant le potentiel Ω obtenu à partir de Φ par une transformée de Legendre-Fenchel sur les variables $\boldsymbol{\varepsilon}$ et \mathbf{V} :

$$\Omega = \Omega(\boldsymbol{\sigma}, \mathbf{A}, \boldsymbol{\varepsilon}, T, \mathbf{V})$$

Pour une théorie avec effet du temps, la normalité généralisée s'écrit :

$$\dot{\boldsymbol{\varepsilon}}_p = \frac{\partial \Omega}{\partial \boldsymbol{\sigma}}, \quad \dot{\mathbf{V}} = -\frac{\partial \Omega}{\partial \mathbf{A}}$$

La dissipation intrinsèque est alors nécessairement positive si Ω est convexe, positif et s'annule à l'origine ($\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{V} = 0$).

3.3.2.2 Traitement thermique

Le calcul thermique précédent est utilisé comme chargement du calcul mécanique afin de déterminer les contraintes résiduelles. Les conditions aux limites se résument à un blocage axial d'un noeud du moyeu, qui correspond au positionnement de la roue sur le support.

Cas du modèle de comportement élasto-plastique

L'écroûissage cinématique correspond à la translation de la surface de charge. La variable \mathbf{X} indique la position actuelle de la surface de charge :

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

où la fonction f_Y indique la forme du critère de limite d'élasticité, $\boldsymbol{\alpha}$ 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 :

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

La loi d'écroûissage cinématique s'exprime sous la forme :

$$d\mathbf{X} = \frac{2}{3} C d\boldsymbol{\varepsilon}_p \quad (3.3)$$

et :

$$d\boldsymbol{\varepsilon}_p = \frac{9H(f)}{4Ck^2} \langle (\boldsymbol{\sigma}' - \mathbf{X}') : d\boldsymbol{\sigma} \rangle (\boldsymbol{\sigma}' - \mathbf{X}') \quad (3.4)$$

où H est la fonction d'Heaviside.

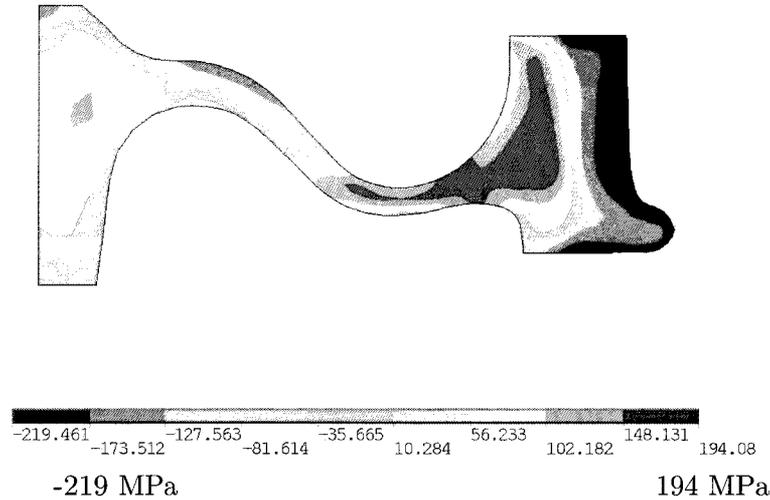


FIG. 3.19 – Contraintes circonférentielles en fin de revenu (MPa) avec le modèle de comportement élasto-plastique

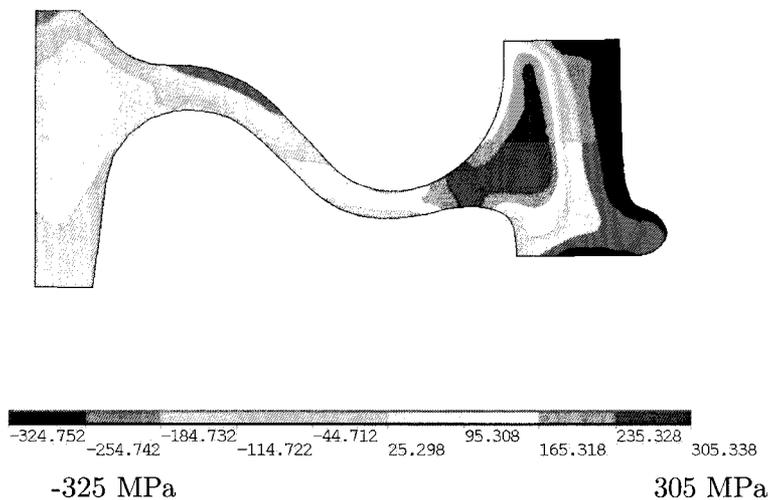


FIG. 3.20 – Contraintes résiduelles circonférentielles à la fin du traitement thermique (MPa) avec le modèle de comportement élasto-plastique

L'évolution des contraintes circonférentielles, d'un noeud de la surface et d'un noeud en profondeur à 17,5 mm (définis sur la figure 3.21), montre une forte amplitude de la contrainte de surface qui passe de l'état de traction à celui de compression (Figure 3.22). Les différentes étapes du traitement thermique sont repérables. Le premier transfert n'apporte que peu de modifications de contraintes. Lors de la trempe, des changements rapides des contraintes sont relevés. En surface, la contrainte augmente rapidement en début de trempe puis diminue jusque -400 MPa. A 17,5 mm, le comportement est similaire mais décalé dans le temps et avec une amplitude plus faible.

Cela peut s'expliquer par le fait qu'au début du refroidissement, la surface se contracte, la

déformation est cependant entravée par l'intérieur encore à haute température, conduisant à un état de traction en surface et une légère compression en profondeur. Il y a écoulement plastique en surface. Une fois la surface refroidie et une température plus homogène en profondeur, l'état de contrainte s'atténue pour s'inverser en raison de la présence des déformations plastiques. Pendant le revenu, une lente progression des contraintes est observable, consécutive à l'uniformisation des températures dans la roue. Les contraintes vont à nouveau augmenter en compression pendant le refroidissement.

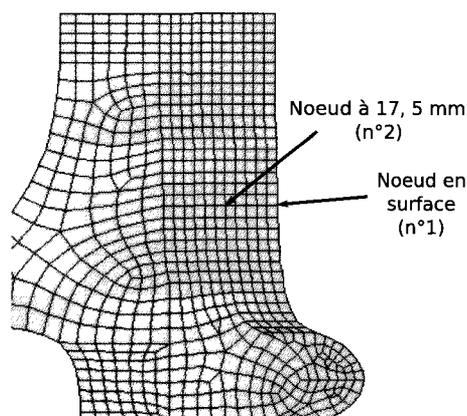


FIG. 3.21 – Position des noeuds en surface et à 17,5 mm

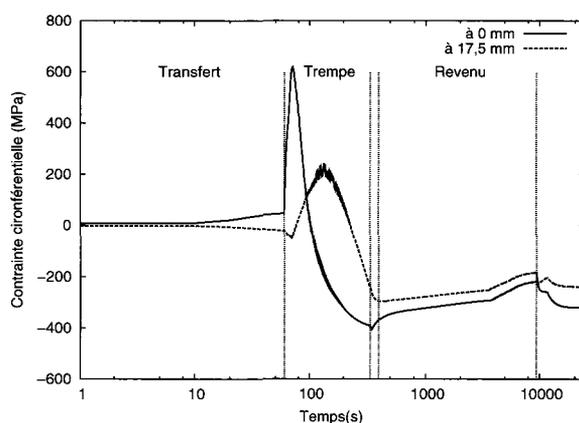


FIG. 3.22 – Contraintes circonférentielles en fonction du temps durant le traitement thermique (modèle de comportement élasto-plastique)

La comparaison avec les mesures ultrasonores expérimentales est réalisée à la figure 3.23. Une série de mesures de contraintes résiduelles par méthode ultrasonore a été effectuée par l'Agence d'Essai Ferroviaire (AEF) de la SNCF à la fin du traitement thermique. La courbe expérimentale est affichée avec la plage d'incertitude de mesure de ± 34 MPa. Dans les deux cas, il y a bien une zone sollicitée en compression (proche de la surface de roulement), puis une zone en traction. La zone de compression atteint une profondeur de l'ordre de 45 mm d'après les mesures.

Les résultats numériques sont donc en accord sur la présence de contraintes de compression puis de traction dans la jante en fonction de la profondeur. Mais ceux-ci surestiment les niveaux

de contraintes résiduelles par rapport aux mesures et minimisent la profondeur de la zone de compression. Ces écarts peuvent être issues des conditions aux limites thermiques, du modèle de comportement du matériau, du maillage, etc.

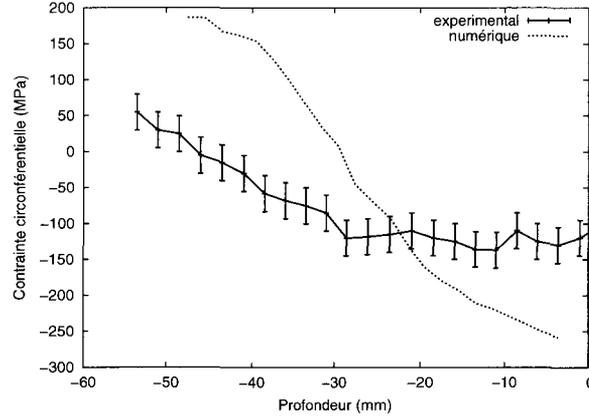


FIG. 3.23 – Contraintes résiduelles circonferentielles (MPa) mesurées par méthode US et calculées numériquement (modèle de comportement élasto-plastique)

Le maillage est issu des résultats d'une étude menée au cours de ce projet [6]. Plusieurs maillages ont été testés et ont montré qu'une taille d'élément inférieure (jusqu'à 0,5 mm en surface) n'augmentait pas la qualité des résultats. L'influence du modèle de comportement est discutée dans la suite.

Cas du modèle élasto-viscoplastique

Le modèle élasto-plastique utilisé précédemment présente l'inconvénient de ne pas tenir compte des effets de la vitesse de déformation qui sont ici rapides et activés thermiquement. Une première alternative est la prise en compte de la viscosité du matériau, afin de refléter l'effet de vitesse de déformation sur les contraintes en fonction de la température. Comparativement au modèle élasto-plastique à écrouissage cinématique linéaire, les équations de l'écoulement et de l'écrouissage deviennent [40] :

$$\dot{\epsilon}_p = \frac{3}{2} \dot{p} \frac{\sigma' - X'}{J_2(\sigma - X)} \quad (3.5)$$

$$\dot{p} = \left\langle \frac{J_2(\sigma - X) - k}{K} \right\rangle^n \quad (3.6)$$

$$\dot{X} = \frac{2}{3} C \dot{\epsilon}_p \quad (3.7)$$

où K est la constante de relaxation et n l'exposant visqueux. Nous avons implanté ce modèle sous Ansys® à partir des routines *usermat*. Cette implantation est compilée sous Fortran puis une édition de lien permet d'associer le modèle de comportement à l'élément utilisé. Un modèle de comportement de ce type existant sous le code d'éléments finis Abaqus, une comparaison entre les deux programmes a été faite et a montré une concordance des résultats.

L'identification nécessite idéalement des essais de traction monotone suivis d'essais de relaxation, à différentes vitesses et à différents niveaux de température. Dans le cas présent, celle-ci a été réalisée

à partir de deux essais de traction monotone réalisés à deux vitesses différentes et aux températures de 20, 150, 450, 600 et 750°C. La figure 3.24 montre les comparaisons entre les essais de traction monotone ayant servi à l'identification du modèle et les simulations numériques réalisées avec les paramètres obtenus à 5 températures et 2 vitesses de déformations différentes. Pour les essais à 20 et 150°C, le comportement plastique est correctement identifié. A 450°C, un écart important existe en début de plastification, conséquence du modèle linéaire utilisé alors que les essais montrent une forte non linéarité. Bien qu'atténuée, cette différence subsiste pour les comparaisons à 600 et 750°C.

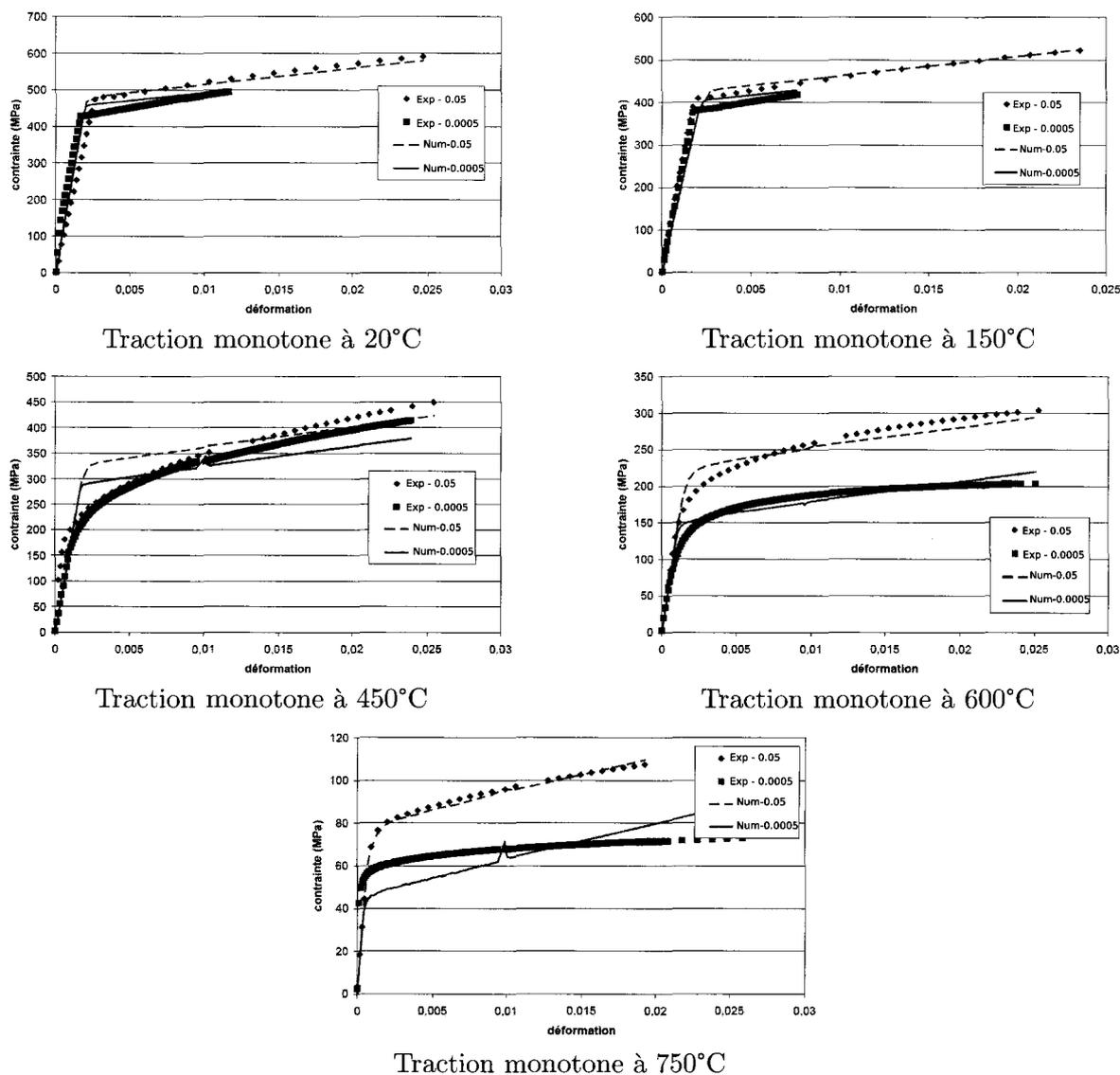


FIG. 3.24 – Comparaisons entre le modèle visco-plastique identifié et les essais de traction monotone aux vitesses de déformations de 0.05 s^{-1} et 0.0005 s^{-1} et à différentes températures

Les résultats de l'identification sont présentés dans le tableau 3.3. L'évolution de la constante de relaxation K en fonction de la température peut-être représentée par une fonction « cloche » avec un pic à la transition plasticité/viscosité.

Température (°C)	k (MPa)	C (MPa)	K (MPa)	n
20	390	6800	110	16
150	340	6800	110	15
450	200	6000	170	13
600	10	4100	300	11
750	7	2500	110	8

TAB. 3.3 – Limite d'élasticité, module d'érouissage, constante et exposant de relaxation en fonction de la température

La figure 3.25 montre une cartographie des contraintes résiduelles circonférentielles obtenues en fin de traitement thermique à l'aide du modèle de comportement visco-plastique. La répartition est similaire dans sa forme au cas élasto-plastique, à savoir une zone de compression en surface de la jante et une zone de traction dans la profondeur, avec des extremas locaux du même ordre de grandeur.

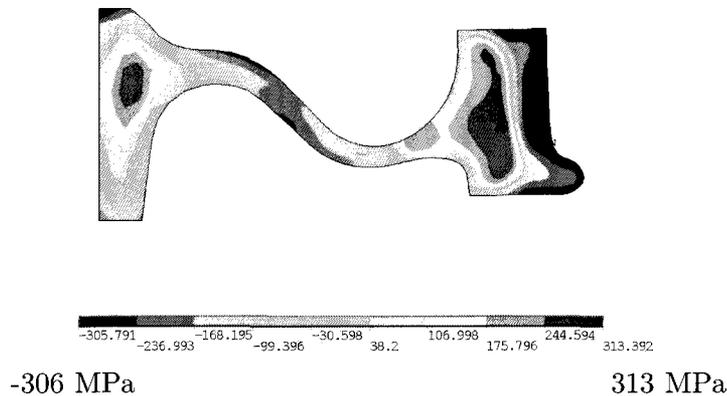


FIG. 3.25 – Contraintes résiduelles circonférentielles à la fin du traitement thermique (MPa) avec le modèle de comportement élasto-viscoplastique

L'évolution de la contrainte circonférentielle en surface et à 17,5 mm (Figure 3.26) a la même allure que dans le cas avec le modèle de comportement élasto-plastique (Figure 3.22) : une augmentation de la contrainte en traction avant de passer en compression. Mais les niveaux atteints en traction et en compression pendant la trempe sont plus élevés. La prise en compte du comportement visqueux du matériau modifie donc de façon significative les niveaux de contraintes résiduelles, mais aussi le profil d'évolution (Figure 3.27). La zone de compression a une profondeur moindre que dans le cas du modèle élasto-plastique : de l'ordre de 21 mm contre 33 mm. Le niveau maximal en surface de -230 MPa contre -325 MPa pour le modèle élasto-plastique. L'évolution de la contrainte dans la zone de traction est elle aussi différente : avec le modèle de comportement élasto-plastique, la contrainte augmentait en fonction de la profondeur. Avec le modèle de comportement visco-plastique, la contrainte résiduelle circonférentielle croît également mais plus rapidement

avant de diminuer légèrement. Une partie de ces différences semble imputable à l'identification des paramètres du modèle handicapée par le nombre d'essais de caractérisation insuffisant.

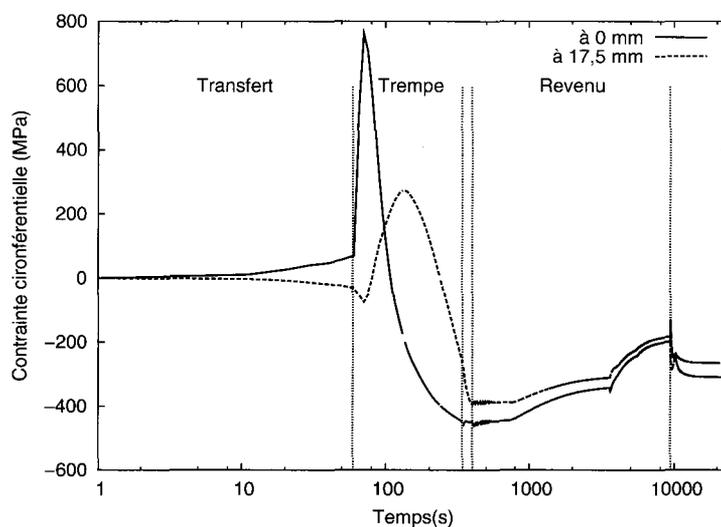


FIG. 3.26 – Evolution de la contrainte circonférentielle en fonction du temps durant le traitement thermique (modèle élasto-viscoplastique)

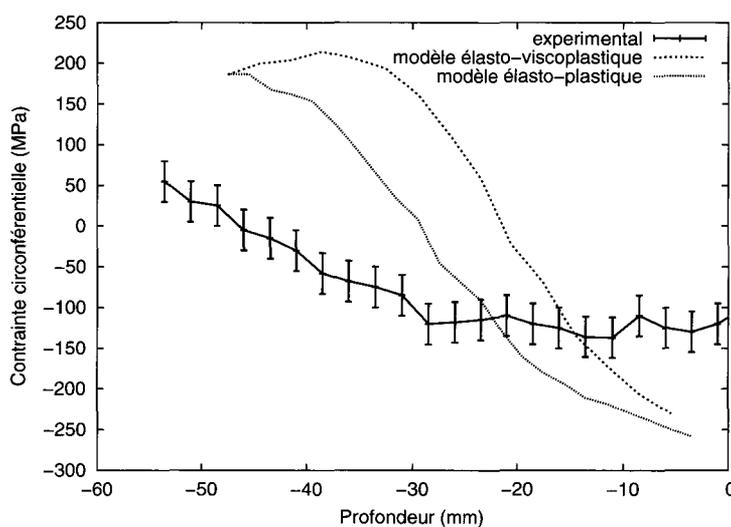
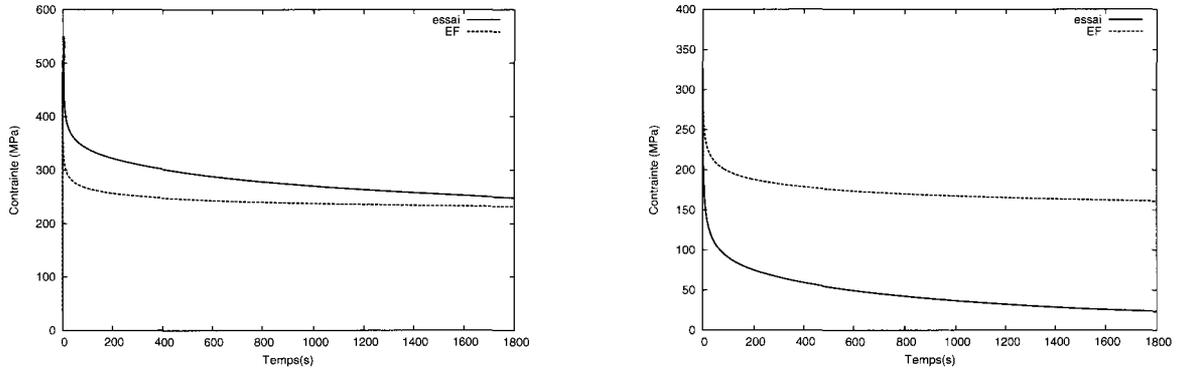


FIG. 3.27 – Contraintes résiduelles circonférentielles mesurées par méthode US et calculées numériquement (Modèle de comportement élasto-viscoplastique)

Cette insuffisance est illustrée sur la figure 3.28 qui montre une nette différence entre les essais de relaxation réalisés à 450 et 600°C et la simulation numérique des mêmes essais avec le jeu de paramètres identifié.



(a) Relaxation à 450°C expérimental (essai) et numérique (EF)

(b) Relaxation à 600°C expérimental (essai) et numérique (EF)

FIG. 3.28 – Comparaisons entre le modèle de comportement identifié et les résultats d'essais de relaxation à 450 et 600°C

Cas du modèle élasto-plastique avec fluage

Une alternative au modèle élasto-visco-plastique est d'ajouter un terme de fluage secondaire au modèle élasto-plastique, permettant de traduire l'effet de la relaxation intervenant en température pendant le revenu. L'équation utilisée est de type Norton :

$$\dot{\epsilon}_p = C_1 \cdot \sigma_{eqv}^{C_2} \cdot e^{-C_3/T} \quad (3.8)$$

où C_1 , C_2 et C_3 sont des coefficients définis en fonction de la température, T est la température en K et σ_{eqv} est la contrainte équivalente de Von-mises en MPa.

L'identification de ces paramètres a été réalisée par itérations successives à l'aide d'un modèle éléments finis. Il s'agit de simuler la relaxation d'un élément à différentes températures et de le comparer aux mesures disponibles (à 450°C et à 600°C). Les valeurs de C_1 , C_2 et C_3 sont présentées dans le tableau 3.4 en fonction de la température. La figure 3.29 montre les comparaisons à 450 et 600°C obtenues avec le jeu de paramètre final. Les résultats sont satisfaisants pour la relaxation à 450°C. A 600°C, les résultats commencent à s'éloigner de manière significative.

Température (°C)	450	600
C_1	$1,47 \cdot 10^{-4}$	$1,47 \cdot 10^{-5}$
C_2	11	12
C_3	29790	29790

TAB. 3.4 – Coefficients utilisés dans l'équation de fluage (3.8) en fonction de la température

A la fin de la simulation du traitement thermique, la répartition des contraintes est similaire en allure aux résultats précédents : une zone de compression en surface puis de traction lorsque l'on se déplace vers la toile (Figure 3.30). Par rapport au modèle élasto-plastique, les contraintes maximales sont moins élevées : la contrainte de compression maximale est de 123 MPa et la contrainte de traction de 157 MPa.

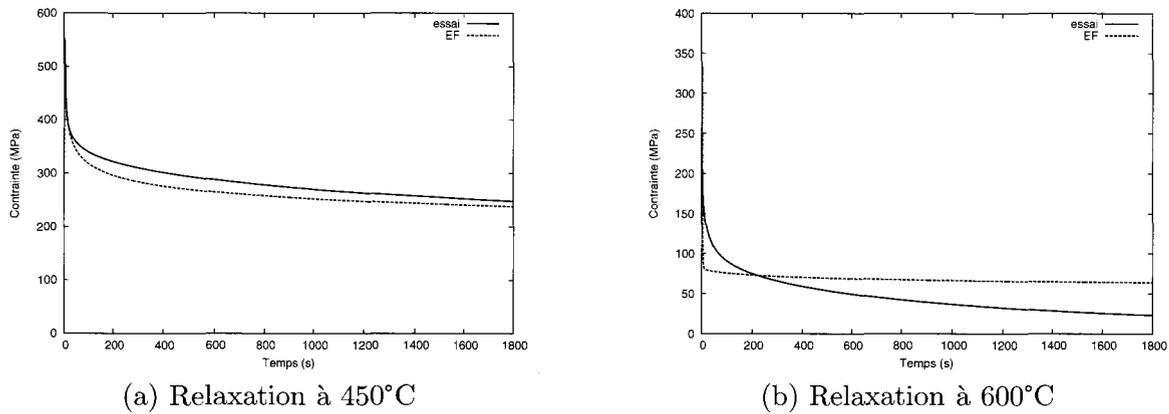


FIG. 3.29 – Comparaisons entre le modèle de comportement identifié et les résultats d'essais de relaxation à 450 et 600°C

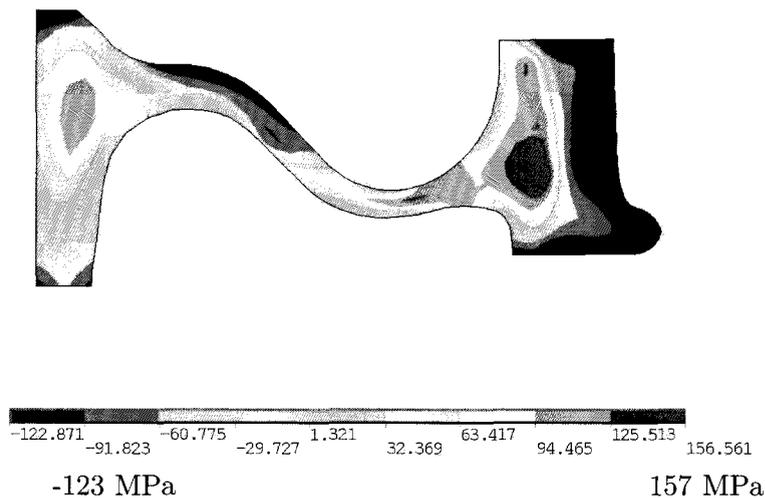


FIG. 3.30 – Contraintes résiduelles circonférentielles à la fin du traitement thermique avec le modèle de comportement élasto-plastique avec fluage

L'évolution des contraintes circonférentielles d'un noeud de la surface et d'un noeud en profondeur à 17,5 mm est identique au cas élasto-plastique pendant le transfert et la trempe (Figure 3.31). Les contraintes de compression sont fortement diminuées pendant le revenu sous l'action du fluage.

Cela se confirme avec la comparaison entre les résultats numériques et les mesures (Figure 3.32) qui est plus satisfaisante qu'avec les modèles précédents. Les niveaux de contraintes résiduelles estimés sont du même ordre de grandeur que les mesures. Comparativement aux relevés ultrasonores, les contraintes sont légèrement supérieures ou décalées en profondeur.

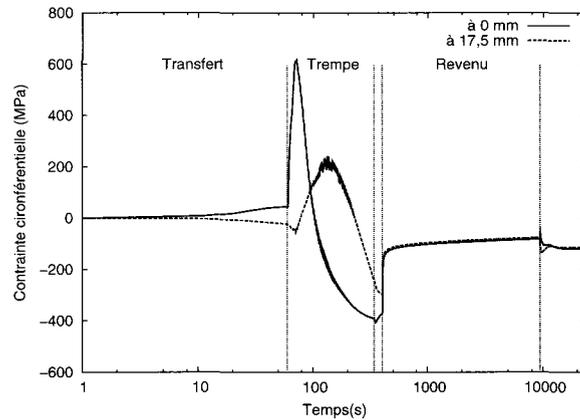


FIG. 3.31 – Contraintes circonférentielles en fonction du temps durant le traitement thermique (modèle de comportement élasto-plastique avec fluage)

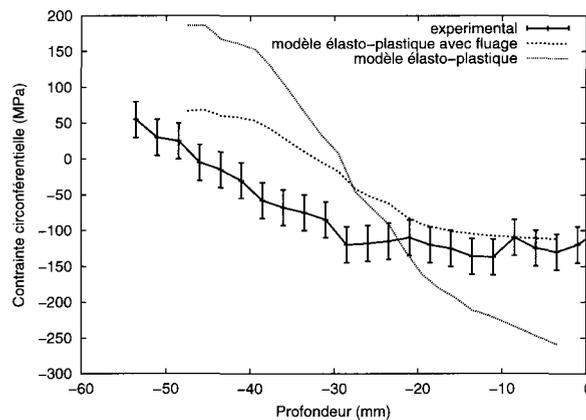


FIG. 3.32 – Contraintes résiduelles circonférentielles mesurées par méthode US et estimées numériquement (Modèle de comportement élasto-plastique avec fluage)

Bilan

L'utilisation d'un modèle élasto-plastique n'est pas suffisant pour modéliser le traitement thermique. Deux alternatives ont été explorées ici avec des résultats encourageants :

- le modèle élasto-viscoplastique permet de prendre les vitesses de déformation mais celles-ci augmentent fortement les niveaux de contrainte et de plasticité, ce qui induit des contraintes résiduelles élevées. Pour améliorer la qualité des résultats, une caractérisation plus précise du comportement du matériau de la roue est nécessaire,
- le modèle élasto-plastique avec fluage donne des résultats plus en adéquation avec les mesures bien que le nombre d'essais disponibles soit ici également insuffisant. Une meilleure identification des paramètres de fluage est nécessaire.

L'influence du coefficient d'échange n'a pas été testée à l'issue de l'analyse de sensibilité du matériau. Ce bouclage est néanmoins nécessaire, compte tenu de la possibilité de prendre en compte

les vitesses de déformation, principalement pendant le trempe, dans le modèle élasto-viscoplastique, couplé à des essais de caractérisation, idéalement des essais de traction monotone suivis d'une relaxation, pour différentes vitesses de déformations et différentes températures. Le modèle avec fluage doit être moins sensible au transitoire rapide et donc à l'influence du coefficient d'échange, mais il est aussi moins réaliste. En effet, le terme de fluage peut, dans le cas d'un temps très long, donner un champ de contraintes nulles. Pour la suite de l'étude, le modèle de comportement élasto-plastique avec fluage est retenu, la durée du revenu n'étant pas suffisante pour diminuer toutes les contraintes.

3.3.2.3 « Usinage » de la roue

La dimension spécifique de la roue d'essai (côte « mi usée ») nécessite de modifier en conséquence la géométrie du modèle de la roue brute (passage d'un diamètre 920 mm à 890 mm). Cette modification se fait par désactivation des éléments correspondant à la zone usinée et rééquilibrage de la structure, en supposant une température uniforme dans la roue égale à la température ambiante. Les contraintes résiduelles circonférentielles obtenues sont donc réorganisées (Figure 3.33) : la zone supprimée étant une zone de compression, il y a une diminution des contraintes de traction dans la jante (de 162 à 130 MPa). La contrainte maximale de compression augmente quant à elle de 134 MPa à 180 MPa.

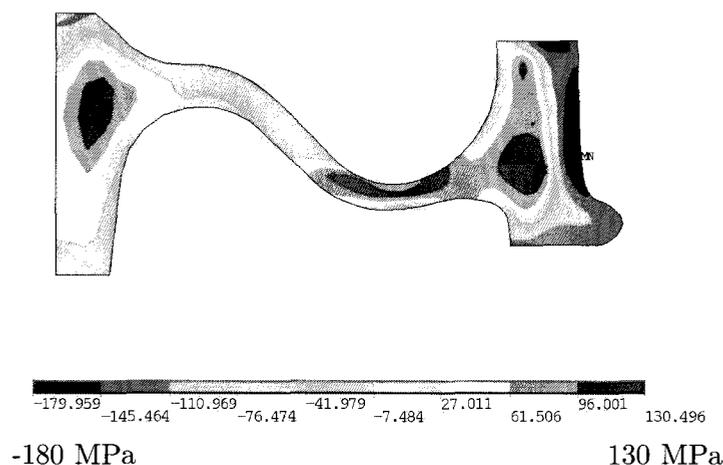


FIG. 3.33 – Contraintes résiduelles circonférentielles après désactivation des éléments de la zone usinée avec le modèle de comportement élasto-plastique avec fluage (MPa)

La figure 3.34 illustre les modifications obtenues à la fois expérimentalement et numériquement. Les observations précédentes sont confirmées par la méthode numérique de mesure moyenne, à savoir une diminution des contraintes de traction et une augmentation des contraintes de compression, ce qui peut se résumer par une translation de la courbe en profondeur. Expérimentalement, ce phénomène est mesuré mais dans des proportions plus importantes.

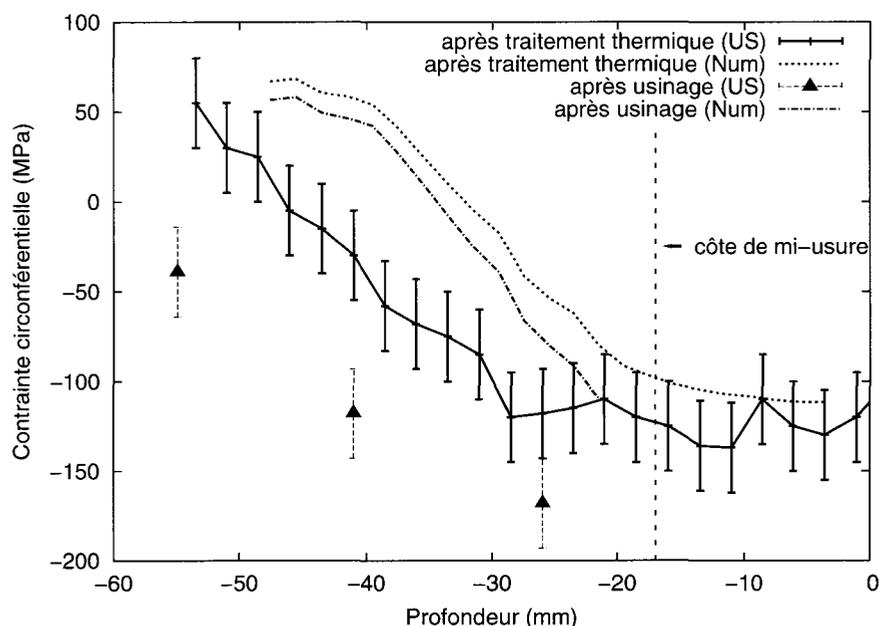


FIG. 3.34 – Contraintes résiduelles circonférentielles mesurées par méthode US et estimées numériquement après "usinage" (modèle de comportement élasto-plastique avec fluage)

3.4 Contraintes résiduelles après freinages de maintien

3.4.1 Bibliographie

Les investigations expérimentales décrites au chapitre 1 ont montré que le cumul de freinages a pour effet de provoquer l'inversion du champ de contraintes résiduelles circonférentielles dans la jante de la roue (passage d'un état de compression à un état de traction) [26].

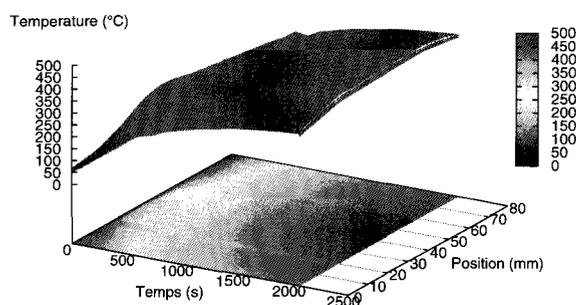
Johnson *et al* ont montré qu'un seul freinage de maintien suffisait à introduire des contraintes résiduelles circonférentielles de traction dans la jante de la roue, contraintes d'autant plus élevées que la roue est proche de sa limite d'usure [35]. Ces résultats ont été obtenus sans prendre en compte l'état de contraintes initial de la roue, à partir d'une simulation axisymétrique avec un modèle de comportement élasto-plastique. La puissance minimale injectée dans la roue était de 15 kW. Il apparaît alors que la toile est fortement sollicitée, notamment au niveau du pied (zone entre le moyeu et la toile) et de la tête (zone entre la jante et la toile).

Orringer *et al* ont noté que la continuité du traitement thermique avec les freinages n'avait jamais été prise en compte jusqu'en 1996 [48]. Cette approche a été réalisée par Gordon et Perlman, qui ont les premiers modélisé l'état initial de la roue à partir d'un modèle élasto-plastique avec fluage [30]. A partir de l'état de contraintes après le traitement thermique, ils ont modélisé des freinages d'arrêts d'urgence très sévères avec le même modèle de comportement mais cette fois sans fluage [31]. Une inversion progressive des contraintes résiduelles circonférentielles en surface de la jante est constatée (de -200 à +315 MPa à une profondeur de 10 mm). Mais le cas des freinages de maintien n'est pas abordé alors que ceux-ci modifient de façon significative les contraintes résiduelles.

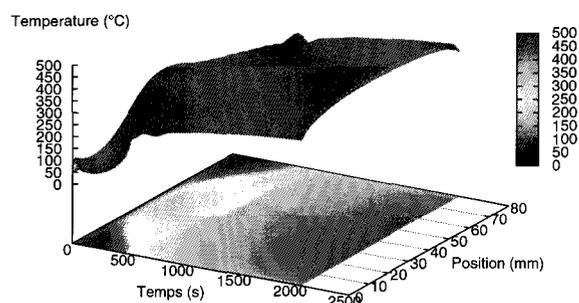
3.4.2 Modélisation

3.4.2.1 Sollicitation issue du modèle axisymétrique roue-semelle

Il s'agit, dans un premier temps, de déterminer la distribution du flux selon la largeur de la zone frottée. Pour cela, la simulation d'un freinage de maintien avec le modèle axisymétrique du couple roue-semelle est réalisée afin de visualiser la réponse thermomécanique, en prenant en compte l'usure et la résistance thermique de contact. Il s'agit de la simulation du freinage 82 (matériau A), la puissance étant de 36 kW. Les résultats obtenus montrent une bande centrée qui s'élargit au cours du temps (Figure 3.35). A la fin du freinage, la température est pratiquement uniforme sur la largeur de la semelle, principalement due à la diminution du module de compression avec la température.



(a)



(b)

FIG. 3.35 – Evolution des températures de surface de la roue (a) et de la semelle (b), Freinage de Maintien de 36 kW

Les dilatations thermiques et l'usure du matériau ne sont pas suffisants pour permettre une localisation du contact. Ces résultats correspondent aux observations réalisées dans le chapitre 1, à savoir la formation d'une large bande chaude centrée. Il en résulte une distribution des efforts de contact assez uniforme en fin de freinage (Figure 3.36). Le flux peut donc être supposé uniforme lors des freinages de maintien, avec les semelles composites utilisées. Les paramètres optimaux de contact (raideur et tolérance de pénétration) restent à déterminer. On se limite donc à la simulation de freinages de maintien avec des garnitures organiques.

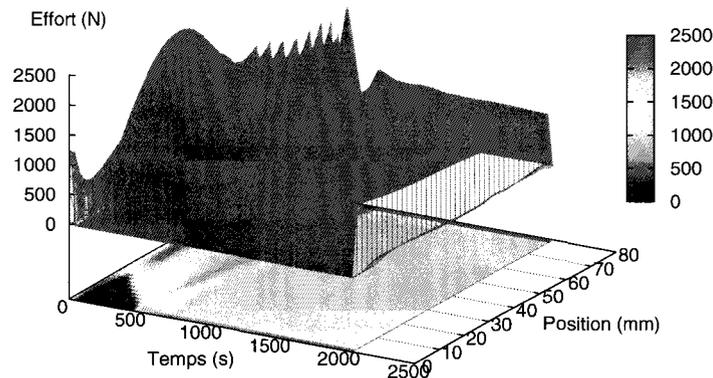


FIG. 3.36 – Réactions de contact en fonction du temps (Freinage de maintien 36 kW)

3.4.2.2 Application au modèle de suivi des contraintes

A partir des résultats obtenus après « usinage » de la roue (modèle de comportement élasto-plastique avec fluage), trois freinages de maintien successifs identiques sont simulés. Un refroidissement est effectué entre chaque freinage permettant le retour à la température initiale de la roue. Le flux est appliqué uniformément sur une largeur de 80 mm. Les caractéristiques du freinage sont (freinage St Gotthard) :

- vitesse : 70 km/h,
- puissance : 45 kW,
- temps de freinage : 2040 s (soit 34 mm),
- temps de refroidissement : 5000 s.

A l'issue du cycle, une cartographie des contraintes résiduelles circonférentielles montre une inversion des contraintes en surface de la jante qui passent en traction (Figure 3.37). Celles-ci sont néanmoins localisées au centre de la bande de roulement. En profondeur, la compression reste dominante, suivie par une zone de traction.

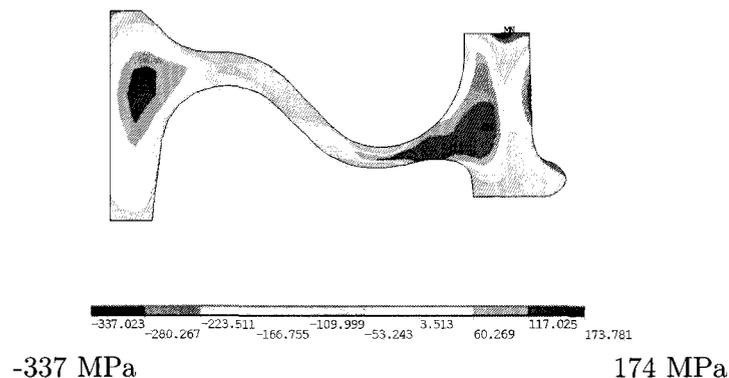


FIG. 3.37 – Contraintes résiduelles circonférentielles après freinages de maintien de 45 kW

Globalement, les contraintes résiduelles moyennes, obtenues de façon similaire à la méthode ultrasonore après l'« usinage » et après les trois freinages de maintien, montrent une diminution des contraintes de compression et une augmentation des contraintes de traction. La jante reste finalement globalement en compression en surface et en traction en profondeur. La diminution en surface est de l'ordre de 50 MPa (Figure 3.38). Cet écart est comparable aux résultats expérimentaux obtenus au chapitre 1 mais pour un seul freinage : une diminution de la contrainte résiduelle circonférentielle de l'ordre de 55 MPa a été mesurée après le freinage 81 (mesure 10) sur la figure 1.17.

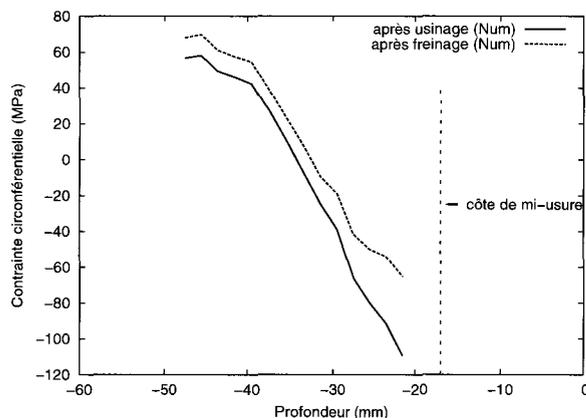


FIG. 3.38 – Contraintes résiduelles circonférentielles moyennes après « usinage » et après 3 freinages de maintien de 45 kW en fonction de la profondeur (modèle de comportement élasto-plastique avec fluage)

La figure 3.39 (a) montre l'évolution au cours du temps de la contrainte circonférentielle en fonction de la déformation totale et plastique, d'un noeud situé à la surface après usinage (équivalent au noeud 2 qui est situé à 17,5 mm de profondeur sur la figure 3.21 avant désactivation d'une partie des éléments), au cours de la simulation complète (traitement thermique et freinages). Durant le traitement thermique, l'évolution de la contrainte suit celle décrite en fonction du temps sur la simulation de trempe suivi du revenu (Figure 3.31).

L'évolution au cours des freinages est détaillée sur les figures 3.39(b) et (c) en fonction de la déformation totale et de la déformation plastique, avec prise en compte de l'état initial. La figure 3.39 (d) détaille les boucles contraintes-déformations plastiques pour les deuxième et troisième freinages. Le premier freinage conduit à une plastification importante en compression. Après refroidissement, l'état de contraintes passe en traction avec une légère atténuation de la déformation plastique. Lors du second freinage, le même comportement est observé à savoir une phase de compression relative au freinage puis de traction lors du refroidissement, mais avec un incrément de déformation plastique plus faible. Celui-ci s'atténue encore pour le troisième freinage, laissant présager un comportement de type accommodation. L'incrément de déformation plastique et l'élévation correspondante de la contrainte résiduelle de traction sont très faibles, inférieurs à ceux observés expérimentalement. Ceci est probablement lié au modèle de comportement insuffisamment décrit comme déjà décrit pour le traitement thermique.

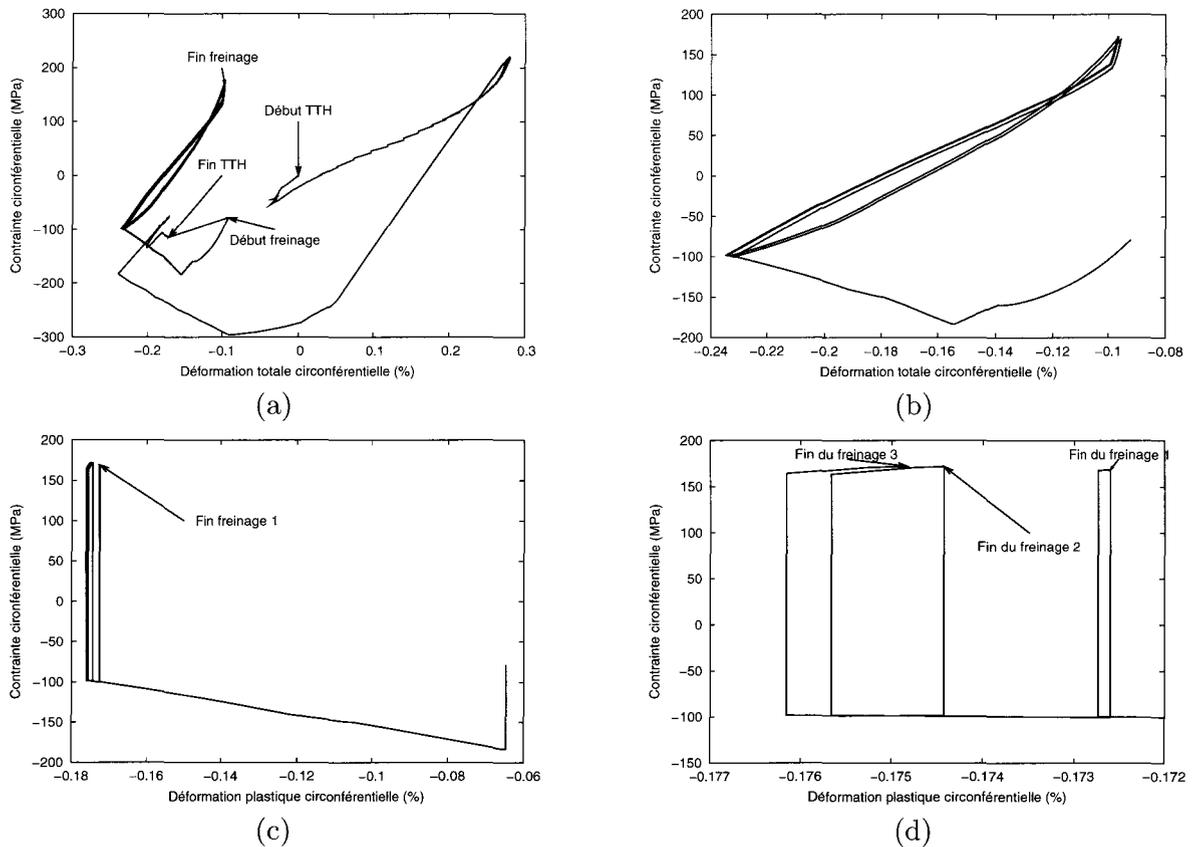


FIG. 3.39 – Contrainte circonférentielle d'un noeud en surface (roue mi-usée) lors du traitement thermique et des freinages (a), lors des freinages de maintien de 45 kW seuls en fonction de la déformation totale (b) et de la déformation plastique (c) et (d)

Un dernier résultat concerne le déjettement (déplacement axial de la face intérieure de la jante de la roue). La figure 3.40 montre les mesures obtenues sur un freinage de maintien (a) (la durée d'enregistrement est de 1200s) et le résultat issu de la simulation (b). La courbe expérimentale présente des oscillations importantes issues du voile de la roue. L'évolution moyenne suit la même tendance que celle obtenue numériquement, avec des amplitudes plus faibles liées à la différence de puissance de freinage. Les évolutions se caractérisent par un déplacement de la jante d'abord vers l'intérieur, suivi d'un retour vers la position initiale et enfin, un déplacement vers l'extérieur. Cette évolution est liée à la forme de la toile et à l'élévation progressive de la température de celle-ci.

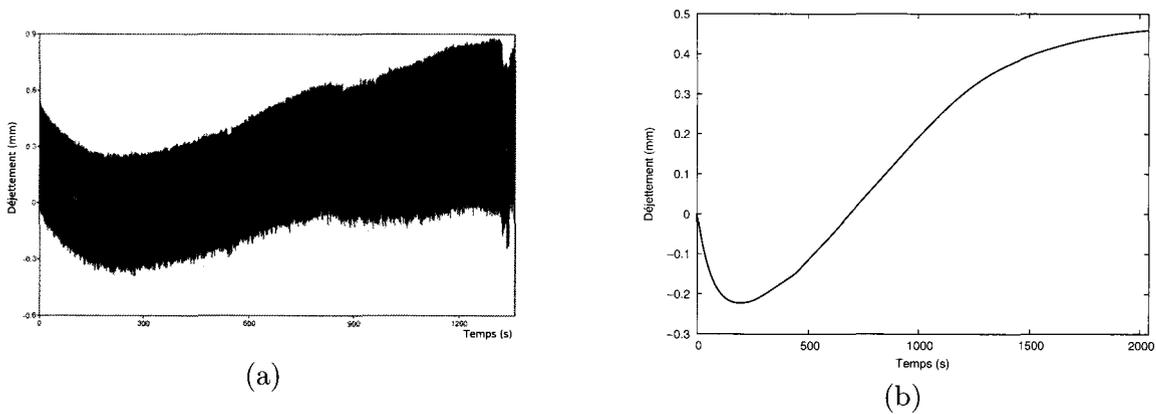


FIG. 3.40 – Evolution du déjettement au cours du temps lors d'un freinage de maintien expérimentalement (a) et numériquement (b)

3.5 Conclusion

Un modèle thermomécanique de prédiction de l'évolution des contraintes résiduelles durant le traitement thermique suivi de freinages de maintien a été développé. Une attention particulière a été portée sur le coefficient d'échange lors de la phase de trempe. Celle-ci a fait l'objet d'une investigation expérimentale à l'aide d'un dispositif spécifique. L'autre point important est le modèle de comportement du matériau de la roue. Trois modèles de comportement ont été testés. Le premier, élasto-plastique, permet de prendre en compte l'écroutissage cinématique mais n'inclut pas d'effets visqueux. Ceux-ci ont été introduit dans le modèle par un fluage en température. Celui-ci conduit à une bonne prédiction de l'atténuation des contraintes résiduelles pendant la phase de revenu. Le troisième modèle utilisé, de type élasto-viscoplastique, permet une introduction plus complète des phénomènes liés à la vitesse de déformation et à la relaxation, même si dans l'état actuel, les résultats d'essais disponibles sont insuffisants pour permettre son identification.

Comme pour le traitement thermique, la simulation des freinages de maintien montre une évolution des contraintes résiduelles en adéquation avec les résultats expérimentaux. Les valeurs en amplitude diffèrent cependant, conduisant à un état d'accomodation prématuré. L'insuffisance du modèle de comportement est ici mise en cause.

Les résultats en déjettement sont conformes aux mesures, ce qui conforte la pertinence de l'approche proposée.

Conclusion générale et perspectives

Conclusion

Le cadre industriel de cette étude fut celui de l'homologation du freinage roue-semelle, à savoir le respect d'un niveau de contraintes résiduelles limité en traction dans la roue et celui de niveaux de températures acceptables dans les semelles, afin de limiter l'usure et d'éviter les phénomènes de *fading*. Les systèmes étudiés ont été une roue en acier équipée de semelles en matériaux organiques, et dans une moindre mesure de semelles en fonte.

La stratégie développée fut d'abord basée sur une campagne expérimentale à l'échelle 1 d'une succession de freinages, avec différentes mesures de température dans la roue et dans la semelle. Des mesures de contraintes résiduelles ont complété cette campagne. Ensuite, des modèles numériques originaux ont été développés afin de déterminer les niveaux de température et de contraintes du couple de friction. Les niveaux thermiques permettent la sélection d'un couple roue-semelle face à une application donnée et le développement de solutions plus performantes. La prédiction des niveaux de contraintes permet une accélération et une réduction des coûts de développement des roues. Ces objectifs étaient ceux fixés par les partenaires industriels de cette étude.

Sollicitation thermique de freinage

Les résultats expérimentaux ont d'abord montré une non-uniformité des températures de surface. L'analyse des différents gradients thermiques a permis d'établir une classification. Pour les freinages avec semelles organiques, une domination des gradients de type bande chaude a été observée. Une distinction a été faite concernant le type de freinage. Les freinages d'arrêts induisent des bandes chaudes qui se déplacent au cours du freinage, le couple roue-semelle est donc indissociable dans la modélisation. Les freinages de maintien ont quant à eux montré systématiquement une bande chaude centrée dans le cas des semelles organiques. Celle-ci est liée à une diminution de la rigidité en température du matériau organique. Un flux uniforme sur la roue peut donc être suffisant en première approche pour les freinages de maintien.

La prédiction des gradients thermiques observés a rendu nécessaire le développement de modèles thermomécaniques tenant compte du couple de friction, ce qui n'a jamais été conduit auparavant sur ce mode de freinage.

Le développement du premier modèle thermomécanique (modèle axisymétrique de l'ensemble roue-semelle) a montré la nécessité de prendre en compte un modèle de génération de chaleur de type surfacique et une résistance thermique de contact, identifiée à l'aide des essais et des relevés par thermocouples. Les valeurs obtenues sont en adéquation avec celle relevées dans la bibliographie, même si les applications diffèrent. Les autres paramètres importants sont les échanges thermiques,

les paramètres de contact, la dilatation thermique et un modèle d'usure énergétique en fonction de la température. Les deux derniers paramètres ont été notés comme prépondérants. Notons que les caractéristiques mécaniques du matériau organique ont en partie été mesurées au cours de ce travail. Les résultats montrent que ce type de modèle permet de prédire la formation et le déplacement de bandes chaudes, soit au cours d'un freinage, soit lors de freinages successifs. Une bonne corrélation entre ces résultats et les mesures expérimentales a été obtenue, du point de vue des niveaux de température et surtout de celui de la cinétique des bandes chaudes. La limite de cette modélisation est sa restriction aux gradients de type bandes chaudes continues et aux localisations uniquement axiales pour la semelle.

Pour lever la seconde restriction, la géométrie complète de la semelle a été prise en compte. Pour cela, une modélisation originale a été proposée. Elle se compose d'une résolution mécanique 3D suivie de 2 résolutions thermiques menées en parallèle, de la garniture en 3D et de la roue en 2D suivant un plan de coupe radial (symétrie axiale). Ce modèle considère une décomposition de chaque tour en deux phases : un passage sous la semelle suivi d'un passage à l'air libre. La recombinaison tridimensionnelle de la roue est effectuée par reconstruction spatiale du champ de température à partir des résultats temporels. Cette méthode présente le grand avantage de traiter le problème 3D à moindre coût de calcul, tout en résolvant la difficulté du problème thermique de flux glissant sur la surface de la roue. L'hypothèse nécessaire à cette stratégie de résolution est que le flux orthoradial soit nul, ce qui est vérifié sauf dans le dernier tour mais durant lequel le flux dissipé tend vers zéro. Les résultats obtenus montrent un faible gradient angulaire observable sur la roue. Par contre, l'évolution des pressions de contact sur la semelle est très instructive, notamment avec la localisation en deux zones, qui génère des augmentations locales des températures sous le contact. Ces informations sont précieuses d'autant que l'instrumentation au contact est impossible. Elles concordent avec les hypothèses de températures élevées souvent considérées au vu des niveaux de transformation des matériaux en surface de contact.

Contraintes résiduelles

Lors des essais, les freinages d'arrêts ont montré très peu de variations des contraintes résiduelles. Le passage d'un état de compression, issu du traitement thermique, à un état de traction dans la jante a été la conséquence des freinages de maintien.

Un modèle de simulation axisymétrique est ici utilisé car suffisant à la vue des observations expérimentales. Il a d'abord pour objectif la prédiction du champ de contraintes résiduelles issu du traitement thermique. Pour cela, une détermination du coefficient d'échange eau/bande de roulement a été réalisée expérimentalement, via un dispositif spécifique. L'évolution des températures a été relevée à l'aide d'une instrumentation par thermocouples, l'arrosage d'un douzième de la roue a été effectué par un système similaire au processus industriel. Le coefficient d'échange a été identifié à partir d'un calcul direct avec une confrontation aux mesures.

Les calculs thermomécaniques de simulation du traitement thermique ont été menés sur un modèle axisymétrique de la roue. En comparaison avec les relevés expérimentaux, le champ de contraintes résiduelles calculé possède la bonne allure, le décalage au niveau des valeurs est attribué à un manque de données pour l'identification du comportement du matériau de la roue.

Des freinages de maintien ont ensuite été simulés. L'évolution du champ de contraintes résiduelles est dans la même tendance que celle relevée expérimentalement. La différence majeure se situe au niveau du cumul de freinages : le régime est quasiment stabilisé dès le premier cycle, alors

qu'expérimentalement, cette stabilisation nécessite plusieurs cycles. Le modèle de comportement est ici également mis en cause, comme montré par l'amélioration des résultats avec la prise en compte des effets de relaxation du matériau en température.

Perspectives

Les premiers points à poursuivre sont l'identification fine de modèles de comportement, ainsi que du coefficient d'échange, afin d'améliorer la qualité des résultats côté roue. Le modèle élasto-viscoplastique est préconisé car il tient compte des effets de vitesse de déformation et de relaxation. L'implantation du modèle dans le code utilisé par le partenaire industriel a été faite. Les essais complémentaires spécifiés doivent permettre l'identification des paramètres et l'amélioration très sensiblement les résultats. Un recouplement devra être réalisé avec l'identification du coefficient d'échange grâce au dispositif expérimental développé, dans le cas où le régime transitoire de début de trempe s'avèrerait particulièrement sensible, ce qui n'est pas le cas avec le modèle de comportement utilisé jusqu'alors.

La validation des modèles de freinage proposés doit être poursuivie à partir d'autres essais, notamment en améliorant l'instrumentation thermique (un « maillage » de la surface de la semelle par des thermocouples a depuis montré des résultats intéressants, notamment vis-à-vis de la cartographie des températures près de la surface de contact de la garniture).

Industriellement, les modèles développés permettent d'envisager des modifications à la fois sur les propriétés thermiques et mécaniques de la semelle et sur la géométrie. Les localisations constatées montrent d'une part que le matériau testé possède une grande aptitude à résister à des niveaux de pression et de température localement très élevées. Elles indiquent d'autre part que des marges importantes d'amélioration des performances vers un comportement thermique plus uniforme existent. Des prototypes sont en cours d'étude, basés sur l'exploitation des modèles thermomécaniques développés.

En ce qui concerne les modélisations, trois aspects méritent d'être approfondis :

- le premier est le développement d'un modèle d'interface : sur une faible épaisseur se concentrent l'usure, les pressions de contact, les transformations chimiques, la génération de chaleur, etc. Cette problématique est complexe mais la caractérisation des matériaux aux différents stades de transformations avec la température, telle qu'abordée dans ce travail, est un aspect à ce titre instructif,
- le second est l'étude des gradients thermiques non considérés ici et observés avec d'autres semelles. Des travaux en cours au laboratoire semblent montrer que des couplages dynamique-thermomécanique sont mis en jeu dans l'apparition des gradients thermiques sur bande chaude, alors que des déformations structurales thermomécaniques sont plutôt mises en avant dans le cas des points chauds macroscopiques,
- enfin, afin de refléter le comportement en service commercial, une prise en compte du contact roue-rail est nécessaire. Même si l'impact sur la réponse thermique est très faible, les enjeux sont plus importants sur la sollicitation mécanique locale. L'étude de la sollicitation en surface de la roue serait alors plus exhaustive, notamment vis-à-vis d'autres objectifs tels que les endommagements en surface de roue.

Bibliographie

- [1] AFFERRANTE L., CIAVARELLA M., BARBER J.R., *Sliding thermoelastodynamic instability*, Proceedings of the Royal Society A 462, pp. 2161-2176, 2006.
- [2] ANDERSON A.E., KNAPP R.A., *Hot spotting in automotive friction systems*, International Conference on Wear of Materials, pp. 673-680, 1989.
- [3] ARCHARD J.F., *Contact and rubbing of flat surfaces*, J. Appl. Phys. 24, pp. 981-988, 1953.
- [4] ARCHARD J.F., *The temperature of rubbing surfaces*, Wear 2, pp. 438-455, 1958.
- [5] BARBER J.R., *Thermoelastic instabilities in the sliding of conforming solids*, Proceedings of the Royal Society A 312, pp. 381-394, 1969.
- [6] BARBIER B, BOISOT G., *Optimisation du cycle de traitement thermique d'une roue ferroviaire*, rapport de projet de fin d'études, Polytech'Lille, Université des Sciences et Technologies de Lille, 2005.
- [7] BARDON J.P., *Bases physiques des conditions de contact thermique imparfait entre milieux en glissement relatif*, Rev. Gén. Therm. Fr., N°386, pp. 85-91, Février 1994.
- [8] BELAHCENE F., *Détermination des contraintes résiduelles par méthode ultrasonore*, Techniques de l'ingénieur, IN 8, 2002.
- [9] BRANGER V., BRIAND E., KUSMERUCK C., MORIN N., COROT F., AUBURTIN PH., *Détermination des contraintes résiduelles par diffraction des rayons x dans des alliages d'aluminium utilisés dans l'industrie automobile*, Journal de Physique IV, pp. 165-175, 2002.
- [10] BUCZEK A., TELEJKO T., *Inverse determination of boundary conditions during boiling water heat transfer in quenching operation*, Journal of Materials Processing Technology 155-156, pp. 1324-1329, 2004.
- [11] CANO V., SERMAGE J.P., *Modélisation d'une opération de soudage multipasses*, Simulation numérique du soudage multipasses, Maison de la Mécanique, Paris la Défense, pp. 3-5, 2004.
- [12] CARSLAW H.S., JAEGER C., *Conduction of heat in solids*, Clarendon Press, Oxford, 1958.
- [13] CHO C., AHN S., *Transient thermoelastic analysis of disk brake using the fast fourier transform and finite element method*, Journal of Thermal Stresses 25, pp. 215-243, 2002.
- [14] CHRISTIE I., GRIFFITHS D.F., MITCHELL A.R., ZIENKIEWICZ O.C., *Finite element methods for second order differential equations with significant first derivatives*, International Journal for Numerical Methods in Engineering 10, pp. 1389-1396, 1976.
- [15] CLARK A.V., HEHMAN C.S., NGUYEN T.N., *Ultrasonic Measurement of Stress Using a Rotating EMAT*, Res. Nondestr. Eval., pp. 217-239, 2000.
- [16] COLIN F., FLOQUET A., *Combinaison of finite element and integral transform techniques in a heat conduction quasi-static problem*, International Journal for Numerical Methods in Engineering 23, pp. 13-23, 1986.

- [17] DAY A.J., AHSI A.B., *Heat flow and temperatures in friction material during braking*, 17th Leeds-Lyon Symposium on tribology, Leeds, UK, Sep. 1990.
- [18] DESPLANQUES Y., BULTHÉ A.L., DEGALLAIX G., SABATIER L., BERTHEAU J., *Aspects transitoires des mécanismes physiques locaux induits par frottement en freinage*, Journées Européennes du Freinage, GRRT, pp. 89-97, 2006.
- [19] DINGS P.C., DITTRICH M.G., *Roughness on dutch railway wheels and rails*, Journal of Sound and Vibration 193, pp. 103-112, 1996.
- [20] DUFRÉNOY P., *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.
- [21] DUFRÉNOY P., BRUNEL F., BRUNEL J.F, PANIER S., *Localisations thermiques dans les freins à friction : origine et modélisation*, Journées Européennes du Freinage, GRRT, pp. 61-72, 2006.
- [22] DUNAEVSKY V.V., *Prediction of railroad friction braking temperatures : prediction of average bulk and average surface temperatures of railroad wheels and brake discs*, Tribology transactions 34-3, pp. 343-352, 1991.
- [23] EL ABDI R., SAMROUT H., *Anisothermal modelling applied to brake discs*, International Journal of Non-Linear Mechanics 34, pp. 795-805, 1999.
- [24] COMITÉ EUROPÉEN DE NORMALISATION, *Applications ferroviaires - Essieux montés et bogies - Roues - Prescription sur le produit*, Norme européenne No EN13262 :2004 :E,2004.
- [25] ERCAN ATAER Ö, AYGÜN C, USLAN I., *A numerical approach to the cooling curves of porous P/M materials for quenching process*, Powder Technology 137, pp. 159-166, 2003.
- [26] EUROPEAN RAIL RESEARCH INSTITUTE, *Saisie et analyse des contraintes résiduelles de traction et des valeurs de ténacité des roues R7*, ERRI B 169.4/DT378, Août 1999.
- [27] FLOQUET A., DUBOURG M.C., *Non axisymmetric effects for three dimensional analysis of a brake*, Journal of Tribology. 116, pp. 401-408, 1994.
- [28] FLOQUET A., DUBOURG M.C., *Realistic braking operation simulation of ventilated disk brakes*, Journal of Tribology 118, pp. 466-472, 1996.
- [29] GAUSSORGUES G., *La thermographie infrarouge : principes, technologies, applications*, Ed. Tec&doc, ISBN 2743002905, 1999.
- [30] GORDON J., PERLMAN A.B., *Estimation of residual stresses in railroad commuter car wheels following manufacture*, Proceedings of the International Mechanical Engineering Congress and Exhibition in Anaheim, ASME RTD 15, 1998.
- [31] GORDON J., JONES J.A., PERLMAN A.B., *Evaluation of service-induced residual stresses in railroad commuter car wheels*, Proceedings of the International Mechanical Engineering Congress and Exhibition in Anaheim, ASME RTD 15, 1998.
- [32] HEMING C., XIEQING H., HONGGANG W., *Calculation of the residual stress of a 45 steel cylinder with a non-linear surface heat-transfer coefficient including phase transformation during quenching*, Journal of Materials Processing Technology 89-90, pp. 339-343, 1999.
- [33] HEWITT J., ALLEN-BOOTH D.M., *The effect of heat treatment on residual stresses*, International Radsatzkongress München, pp. 2-8, 1966.
- [34] HOLMAN J.P., *Heat transfer - 8th edition*, McGraw-Hill, ISBN 0-07-114320-3, 1997.
- [35] JOHNSON M.R., WELCH R.E., YEUNG K.S., *Analysis of thermal stresses and residual stress changes in railroad wheels caused by severe drag braking*, Journal of Engineering for Industry, pp. 18-23, 1977.

- [36] KAO T.K., RICHMOND J.W., MOORE M.W., *The application of predictive techniques to study thermo-elastic instability inbraking*, SAE 942087, pp. 1-14, 1994.
- [37] KOISTINEN D.P., MARBÜRGER R.E., *A general equation prescribing extend of austenite-martensite transformation in pure Fe-C alloys and plain carbon steels*, Acta Metall. 7, pp. 59-60, 1959.
- [38] KUHLMAN C., SEHITOGLU H., GALLAGHER M., *The significance of material properties on stresses developed during quenching*, Joint Railroad conf., pp. 55-63, 1988.
- [39] LEBLOND J.B., DEVAUX J., *A new kinetic model for anisothermal metallurgical transformations in steels including effect of austenite grain size*, Acta Metall. 32, pp. 137-146, 1984.
- [40] LEMAITRE J., CHABOCHE J.L., *Mécanique des matériaux solides - 2ème édition*, Dunod, ISBN 2-04-18618-2, 1985.
- [41] MAJCHERCZAK D., *Etude thermique d'un contact glissant : approche numérique et expérimentale - Application au freinage*, Thèse de doctorat, Université des Sciences et Technologies de Lille, 2003.
- [42] MAJCHERCZAK D. DUFRÉNOY P., BERTHIER Y., *Tribological, thermal and mechanical coupling aspects of the dry sliding contact*, Tribology International 40, pp. 834-843, 2007.
- [43] MAZO L., CASSAGNE B., BADIE-LEVET D., BARDON J.P., *Etude des conditions de liaisons thermique dans le cas du frottement sec métal-plastique*, Revue générale de thermique N°204, pp. 919-933, 1978.
- [44] MENG H.C., LUDEMA K.C., *Wear models and predictive equations : their form and content*, Wear 181-193, pp. 443-457, 1995.
- [45] MEYER B., *Détermination du coefficient de convection du processus de trempe thermique d'une roue ferroviaire*, Institut des Sciences et Techniques de Valenciennes, 2006.
- [46] MURAYAMA R., FUJISAWA K., FUKUOKA H., HIRAO M., YONEHARA S., *Nondestructive evaluation of material properties with EMAT (Formability in cold rolled sheets and residual stress in railroad wheel)*, Ultrasonics Symposium, pp. 1159-1162, 1989.
- [47] NGUYEN-TAJAN T.M.L, MAITOURNAM M.H., THOMAS J.J., *Une méthode de calcul de structures soumises à des chargements mobiles : application au freinage automobile*, Colloque national en calcul des structures, Giens, pp. 351-358, 2001.
- [48] ORRINGER O, PAXTON W.R., GRAY D.E., RAJ P.K, *Residual stress and its consequences on both sides of the wheel-rail interface*, Wear 191, pp.25-34, 1996.
- [49] PAJANI D., *Mesure par thermographie infrarouge*, ADD Editeur, ISBN 2940417108, 1989.
- [50] PANIER S., *Etude théorique et expérimentale des points chauds dans les organes de friction : Application au freinage ferroviaire*, Thèse de doctorat, Université des Sciences et Technologies de Lille, 2002.
- [51] PANIER S., DUFRÉNOY P., WEICHERT D., *An experimental investigation of hot spots in railway disc brakes*, Wear 256, pp.764-773, 2004.
- [52] PARKER R.C., MARSHALL P.R., *The measurement of the temperature of sliding surfaces with particular reference to railway blocks*, Proc. Inst. Mech. Eng., Part F : Journal of Rail and Rapid Transit 159, pp. 209-229, 1948.
- [53] RAYNAUD M., *Le problème inverse de conduction de la chaleur*, Techniques de l'Ingénieur, BE 8 265, 1997.

- [54] ROUSSETTE O., *Etude tribologique de couples de matériaux sous sollicitations de freinages très sévères*, Thèse de doctorat, Université des Sciences et Technologies de Lille et Ecole Centrale de Lille, 2005.
- [55] SAMROUT H., EL ABDI R., CHABOCHE J.L., *Model for 28CrMoV5-8 steel undergoing thermomechanical cyclic loadings*, Int. J. Solids Structures 34, Nos 35-36, pp. 4547-4556, 1997.
- [56] SELLGREN U., *Paper H : Simulation of Brake Block Induced Corrugation on Railway Wheels*, 8th Int. ANSYS Conference, August 17-19, Pittsburgh, PA, pp. 159-178, 1998.
- [57] TIROVIC M., DAY A.J., *The calculation of temperatures in brakes*, Second Brakes Workshop, University of Bradford, 1990.
- [58] UNION INTERNATIONALE DES CHEMINS DE FER, *Frein - Freins à semelles de frein en matériau composite - Homologation - Conditions générales*, Fiche UIC 541-4, Version 7C du 20.04.05, 2005.
- [59] VERNERSSON T., *Thermally induced roughness of tread braked railway wheels - Part 1 : brake rig experiments*, Wear 236, pp. 96-105, 1999.
- [60] VERNERSSON T., *Thermally induced roughness of tread braked railway wheels - Part 2 : modelling and field measurements*, Wear 236, pp. 106-116, 1999.
- [61] VERNERSSON T., *Tread braking of railway wheels - noise-related tread roughness and dimensioning wheel temperatures*, PhD Thesis, Chalmers university of technology, Göteborg, Sweden 2006.
- [62] VERNOTTE P., *Calcul numérique, calcul physique : application à la thermocinétique*, Publications scientifiques et techniques du ministère de l'air, 1956.
- [63] WONG J., WICKER P., DUFRÉNOY P., DEGALLAIX G., BUMBIELER F., *Projet CRISFIS - Partie II : Etude expérimentale et modélisation de la fissuration de disques de freins pour le ferroviaire*, Journées Européennes du Freinage, pp. 143-154, 2006.

