

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

BADJI-MOKHTAR-ANNABA UNIVERCITY
UNIVERSITE BADJI-MOKHTAR-ANNABA



Année : 2020

جامعة باجي مختار - عنابة

Faculté des Sciences de l'Ingéniorat
Département de Génie Mécanique

Mémoire

Présenté en vue de L'obtention du diplôme de Doctorat

INTITULE

Contribution à l'étude de l'endommagement mécanique des matériaux composites utilisés pour les sabots de freins des engins ferroviaires et modélisation de leur usure

OPTION : Productique

FILIERE : GENIE MECANIQUE

PRESENTE PAR : BENBRINIS ISSAM

DIRECTEUR DU MEMOIRE : Pr REDJEL BACHIR

DEVANT LE JURY

PRÉSIDENT Pr.	Pr Haiaham Ammar	U - Badji Mokhtar – Annaba
EXAMINATEURS :	Pr Bouchoucha Ali	U - Badji Mokhtar – Annaba
	Mc Mca Cherfia . Abdelhakim	U- Mentouri Constantine
	Mca Guedri Abdelmoumene	Université de S/Ahras
	Pr Khadri Youcef	U- Badji Mokhtar – Annaba

Année : 2019/2020

Remerciement

- ❖ **Je** tiens d'abord à exprimer mon remerciement et ma profonde gratitude à "Allah" tout puissant qui m'a donné la volonté, la santé, et la patience pour mener à bien ce modeste travail.
- ❖ **J'**adresses mon vif remerciement au Pr Haiham Ammar pour l'honneur qu'il nous a fait en tant que président de jury.
- ❖ **A** mon encadreur Pr Redjel Bachir pour ses orientations, son encouragement et son aide tout au long de mon parcours de recherche.

A Pr Bouchoucha Ali, Cherfia Abdelhakim , Guedri Abdelmoumene et Khadri Youcef pour avoir acceptés d'examiner ce travail.
- ❖ **Nous** remercions également l'ensemble du personnel de SNTF pour l'aide précieuse qu'ils nous ont donnés pour
- ❖ **Les** auteurs remercient la direction de l'Ecole Nationale Supérieure des Mines et de la métallurgie de Annaba (ENSMMA) pour l'aide fournie quant à l'utilisation de certains appareillages de ses laboratoires.

Dédicace

Je dédie ce travail à :

- ❖ Mes très chers parents pour leurs sacrifices et leurs encouragements durant toutes mes études.
- ❖ Mon épouse et mes enfants.
- ❖ Mes sœurs, Mon frère.

Sommaire

Résume	1
Introduction générale	3
Présentation du mémoire	5

Chapitre I : Etude Bibliographique

I.1. Technologie ferroviaire et principe de freinage.....	7
I.1.1 Introduction.....	7
I.1.2 Principe de fonctionnement	7
I.1.3 Détermination de la distance d'arrêt.....	9
I.1.4 Formules de calcul	9
I.1.5 Distance totale de freinage	12
I.1.6 Simulation d'un freinage	12
I.2 Développement des systèmes de freinage	14
I.2.1 Le frein à semelle en fonte	14
I.2.2 Le frein à semelles en matériau composite	14
I.2.3 Le frein à semelles en matériau fritté	15
I.2.4 Le frein à disque	15
I.3 Les roues de train, fonctionnement et modélisation	19
I.3.1 Ecartement des roues.....	20
I.3.2 Montage des roues.....	20
I.3.3 Profils des toiles de roues.....	21
I.3.4 Profils de la table de roulement.....	21
I.3.5 La dégradation de la roue.....	22
I.3.6 Avaries de la roue.....	22
I.3.7 Caractérisation du matériau de la roue	27
I.3.8 La fatigue de la roue ferroviaire	28
I.3.9 Contact roues-sabots.....	29
I.4 Procédure d'essai de freinage	30

I.4.1 Procédure d'essai de freinage en ligne	30
I.4.2 Procédure d'essai de rupture au banc	30
I.5 Généralités sur les origines des avaries.....	33
I.6 Les matériaux composites à matrices de polymères renforcés avec des fibres (PRFC)	36
I.7 Composition et microstructure des composites à matrice organique.....	40
I.8 Rôles des constituants sur le comportement du matériau composite	41
I.8.1 Les liants	40
I.8.2 Les fibres de renforcement.....	40
I.8.3 Les charges.....	42
I.8.4 Liaison Fibres/matrice.....	42
I.8.5 Procédé de fabrication des matériaux composites à matrice organique.....	43
I.8.6 Caractéristiques exigées pour le choix du matériau composite.....	43
I.9 Analyses sur l'identification et l'utilisation de semelles de frein en matériaux composites et caractérisation du comportement	46
I.10 L'emploi des composites carbone carbone CC de type organique et leur frottement.....	49

Chapitre II : METHODOLOGIE EXPERIMENTALE

II.1 Matériau constituant les sabots.....	54
II.2 Protocole expérimental et méthodologie adoptée	56
II.2.1 Introduction	56
II.3 Protocole de caractérisation physico mécanique	
II.3.1 Mesure de la masse volumique	56
II.3.2 Mesure de la dureté Rockwell	57
II.3.3 Test tribologique d'usure.....	58
II.3.4 Mesure de la résistance à la compression : dispositif de compression.....	59
II.4 Diagnostic des usures et protocoles expérimentaux des essais en service	60
II.5 Tests mécaniques d'homologation des résistances au cisaillement et à la flexion trois points.....	63
II.5.1 Résistance au cisaillement.....	63
II.5.2 Résistance à la flexion	63

Chapitre III : RESULTATS ET DISCUSSION

III.1 Masse volumique du composite C/C.....	66
III.2 Dureté.....	66
III.3 Analyse des résultats de la résistance à la compression et discussion.....	67
III.3.1 Courbe charge-déplacement en compression du matériau de l'étude.....	67
III.3.2 Contrainte à la rupture.....	68
III.3.3 Modes de rupture en compression	69
III.4 Test tribologique d'usure.....	70
III.5 Résultats des essais en ligne (en exploitation)	74
III.5.1 Période hivernale	74
III.5.2 Période estivale..	81
III.5.3 constat.	86
III.6 Résultats et discussion des tests d'homologation.....	87
III.6.1 Résultats de l'essai de cisaillement.....	87
III.6.2 Résultats des essais de la flexion.....	88
Conclusion générale	89
Références bibliographiques	91

Liste des figures

Figure I.1 : Système de freinage pneumatique d'un wagon	8
Figure I.2 : schéma de timonerie de frein.	8
Figure I.3 : Essai de freinage (décélération).....	13
Figure I.4 : Roue endommagée.	14
Figure I.5 : garniture en matériau fritté.....	16
Figure I.6 : les différentes parties de la roue.	19
Figure I.7 : écartement des roues.	20
Figure I.8 : écartement des roues.	20
Figure I.9 : différents profils de la roue.	21
Figure I.10 : Rainure observée sur la roue.	23
Figure I.11 : méplat sur la table de roulement.	23
Figure I.12 : apport de métal sur la table de roulement.	24
Figure I.13 : déplacement de métal.....	24
Figure I.14 : écaillage d'une roue et fissures amorcées.....	25
Figure I.15 : exfoliation observée sur une roue.....	25
Figure I.16 : point chaud.....	26
Figure I.17 : toile fissurée.....	27
Figure I.18 : rupture de la toile.....	27
Figure I.19 : surface de rupture par fatigue d'une roue de train, vue macro.	29
Figure I.20 : entailles et points de mesure sur la roue.....	33
Figure I.21 : répartition globale des origines d'avarie de pièces à base de polymères.....	35
Figure I.22 : Répartition globale des modes de défaillance en service de pièces à base de polymères.....	36
Figure I.23 : Courbes de compression à rupture pour les échantillons prélevés dans la direction normale et transversale au plan de la garniture industrielle.....	45
Figure I.24 : vue microscopique de la structure composite avant rupture.....	50
Figure II.25 schéma du sabot de frein.....	54
Figure II.26 prise des éprouvettes de la semelle de frein.....	55

Figure II.27 exemple de microstructure du composite C/C.....	55
Figure II.28 appareil utilisé pour la mesure classique de la dureté.....	58
Figure II.29 dispositif tribologique.....	59
Figure II.30 éprouvettes cubiques.....	59
Figure II.31 éprouvettes cylindriques.....	59
Figure II.32 dispositif utilisé en compression.....	60
Figure II.33 Exemple de wagon à essieux équipé de 8 sabots aux roues extrêmes.....	62
Figure II.34 essai de la résistance du sabot.....	63
Figure II.35 presse hydraulique utilisée.....	63
Figure II.36 Tôle intermédiaire.....	63
Figure II.37 Application de l'essai de flexion de type 1.....	64
Figure II.38 essai de flexion de type 2.....	64
Figure III.39 comportement en compression de l'éprouvette cylindrique.....	67
Figure III.40 comportement en compression de l'éprouvette cubique.....	67
Figure III.41 exemple de rupture du cube.....	69
Figure III.42 schématisation du mode de rupture du cube.....	69
Figure III.43 exemple de rupture du cylindre.....	70
Figure III.44 schématisation du mode de rupture du cylindre.....	70
Figure III.45 variation du coefficient de frottement en fonction du temps.....	71
Figure III.46 variation du coefficient de frottement en fonction du temps, du déplacement et du nombre de tours.....	72
Figure III.47 histogramme du taux des sabots usés en fonction des différents types d'usure (hiver).....	79
Figure III.48 dispositif de fixation endommagé	79
Figure III.49 semelles usées sur un seul coté.....	79
Figure III.50 semelle fissurée	80
Figure III.51 semelle fissurée a partir de l'entaille.....	80
Figure III.52 décollage de la tôle au milieu	80
Figure III.53 décollage aux extrémités.....	80
Figure III.54 usures exceptionnelles des semelles.....	81
Figure III.55 histogramme du taux des sabots usés en fonction des différents types d'usure (été).....	85
Figure III.56 essais de cisaillement.....	87
Figure III.57 assemblage (tôle-composite) décollé.....	87

Figure III.58 résultat d'essai N° 1 de la flexion.....	88
Figure III.59 résultat d'essai N° 2 de la flexion.....	88

Liste des tableaux

Tableau I.1 : composition chimique de l'acier ER7.....	28
Tableau I.2 : caractéristiques mécaniques de l'acier ER7.....	28
Tableau I.3 : roue avec jantes neuves et usées, diamètre 840 mm à 680 mm	32
Tableau I.4 : Propriétés mécaniques des différentes fibres	41
Tableau I.5 : Caractéristiques requises pour un matériau de sabot de frein.....	43
Tableau I.6 : Propriétés du matériau composite à matrice organique	44
Tableau I.7 : Distance d'arrêt d'une locomotive diesel ayant une vitesse initiale de 30km/h	49
Tableau III.8 : valeurs mesurées et converties des duretés	66
Tableau III.9 : Résultats des Résistances à la compression et des dispersions.....	68
Tableau III.10 : Conditions et paramètres du test insérés dans la machine	71
Tableau III.11 : relevé d'expertise en ligne des semelles composites (rame 1)	75
Tableau III.12 : relevé d'expertise en ligne des semelles composites (rame 2)	76
Tableau III.13 : relevé d'expertise en ligne des semelles composites (rame 3)	77
Tableau III.14 : Taux des différents types d'usure	78
Tableau III.15 : relevé d'expertise en ligne des semelles composites (rame 1)	81
Tableau III.16 : relevé d'expertise en ligne des semelles composites (rame 2)	82
Tableau III.17 : relevé d'expertise en ligne des semelles composites (rame 3)	83
Tableau III.18 : Taux des différents types d'usure	85

Liste des Abréviations

HB: Dureté Brinell

HV: Dureté Vickers.

SNTF : Société Nationale de Transport Ferroviaire

CC : carbone carbone

PRFC: Polymères renforcés avec des fibres

CG: Conduite générale

RA : Réservoir auxiliaire

B 2439 : wagon équipé d'un frein à air comprimé commandé

D 4209 : wagon équipé d'un frein à vide simple

AMF : Atelier de maintenance ferroviaire

UIC : union international des chemins de fer

CMO : Les composites à matrices organiques

CMC : Les composites à matrices céramiques

CMM : Les composites à matrices métalliques

Al-MMC : Les composites à matrice aluminium

P14, P10, P30 : Fonte

RESUME

Un diagnostic des usures des semelles en matériau composite Carbone/Carbone de freins de Wagons de la Société Nationale de Transport Ferroviaire (SNTF) est dressé à partir d'une analyse du contact acier/composite sur un trajet de 425 Km. L'identification et la classification des usures sont mises en évidence à l'aide de l'étude du comportement en ligne des sabots en cours d'exploitation ce qui a permis de cerner celles les plus fréquemment observées. La modélisation paramétrique du phénomène pour chaque rame et pour chaque période a été établie sur la base de la quantification des différentes usures constatées sur chaque sabot.

La mesure de la dureté Rockwell a permis à partir d'un abaque spécifique de déduire les duretés Brinell (HB) et Vickers (HV). Le comportement ainsi que le mode de rupture en compression de ce matériau composite organique, étudiés sur des éprouvettes cubiques et cylindriques aboutissent à des valeurs des résistances comparables. Ces dernières se caractérisent par une dispersion. Des tests de résistance du sabot de frein au cisaillement et à la flexion ont été mis en place ce qui a conduit à définir sa conformité par rapport aux normes. Des essais de freinage réalisés sur le tribomètre de freinage de type CSM+ ont permis d'étudier le comportement en frottement et d'identifier les mécanismes physiques de frottement activés au contact sous sollicitations de freinage sévères.

Mots clés : Composite C/C, Sabot de frein - Frottement – Usure - Dureté – Rockwell- Flexion- cisaillement

ملخص

يعتمد تشخيص تآكل الحوافر المصنوعة من مادة الكربون / الكربون وعجلات القطار للشركة الوطنية للنقل بالسكك الحديدية على تحليل التلامس ما بين الحديد و مادة الكمبريت في رحلة بطول 425 كم يتم تمييز و تصنيف التآكل من خلال دراسة سلوك الحوافر أثناء الاستغلال، مما سمح بتحديد التآكل الذي يتم ملاحظته بشكل متكرر تم وضع النماذج البارامترية لهذه الظاهرة لكل قطار ولكل فترة على أساس القياس الكمي للتآكل المختلف الذي لوحظ في كل مكبح. قياس صلابة روكويل سمح لنا وبفضل العداد المحدد لاستنتاج صلابة برينل وفيكروز السلوك وكذلك الفشل في الانضغاط لهذه المادة المركبة العضوية ، التي تمت دراستها على عينات مكعبة وأسطوانية ، تؤدي إلى قيم مقاومة مماثلة. تم إجراء اختبارات مقاومة على حوافر القص والفرامل المرنة ، مما أدى إلى امتثالها للمعايير مكنت اختبارات الكبح التي أجريت على مقياس الكبح CSM+ من دراسة سلوك الاحتكاك وتحديد آليات الاحتكاك الجسدي المنشطة عند التلامس تحت أحمال فرامل شديدة .

ABSTRACT

A diagnosis of the wear of carbon / carbon composite used in car brakes of the (Société Nationale de Transport Ferroviaire) is based on an analysis of the steel / composite contact on a 425 km trip. The classification of wear is showed by the study of the on-line behavior of car brakes, which made it possible to identify those most frequently observed. The parametric modeling of the phenomenon for each train and for each period was established on the basis of the quantification of the different wearings observed on each shoe. The measurement of the Rockwell hardness allowed from a specific abacus to deduce the Brinell (HB) and Vickers (HV) hardnesses.

The behavior as well as the compression failure mode of this organic composite material, studied on cubic and cylindrical specimens, lead to comparable resistance values. These are characterized by a dispersion. Shear and flexural brake shoe resistance tests were set up, which led to its compliance with the standards. Braking tests carried out on the CSM + braking tribometer have made it possible to study the friction behavior and to identify the physical friction mechanisms activated on contact under severe braking loads.

Key words: Composite C / C, Brake shoe - Friction - Wear - Hardness - Rockwell - Bending - Shear

INTRODUCTION GENERALE

Le choix d'un matériau de frottement est à juste titre considéré aujourd'hui comme un problème d'optimisation de l'équilibre entre des qualités qui sont souvent contradictoires. De nombreux matériaux comme le plomb ou l'amiante dotés de propriétés tribologiques très intéressantes restent de plus en plus interdits à cause principalement de leur toxicité et des risques majeurs qu'ils peuvent générer à l'espèce humaine et à l'environnement. Ainsi un choix judicieux de matériaux de frottement doit tenir compte de divers facteurs comme la sécurité, la durée de fonctionnement, la facilité de remplacement des pièces d'usure, le développement durable, la préservation de l'environnement, le prix de revient... [1]

Les véhicules ferroviaires roulants sont en général équipés de plusieurs systèmes de freinage, dont le frein à friction, qui agissent conjointement pour assurer l'arrêt ou le ralentissement des trains. En cas de défaillance, le frein à friction constitue l'organe de sécurité devant à lui seul être capable d'assurer l'intégralité du freinage. Il doit être capable d'arrêter le train en respectant une distance d'arrêt, puis d'assurer la fonction freinage au moins jusqu'à la fin du parcours. D'autre part, dans un contexte de croissance du trafic et d'augmentation des performances, le frein à friction est sollicité de manière de plus en plus sévère sur un parcours de montagne (comme c'est le cas de notre étude : parcours Annaba, Souk-Ahras, Djebel-Onk), avec la réduction des durées inter-stations et l'augmentation du nombre de wagons. De telles situations de fonctionnement peuvent conduire à des sollicitations sévères des organes de frein qui engendrent des températures élevées au contact. Les matériaux de friction sont alors utilisés à leurs limites de dégradation. Les phénomènes physiques mis en jeu en freinage ont un caractère multi échelle, des échelles macro du système et des composants jusqu'aux échelles micro voire nano du contact. De nombreuses études ont été menées ces dernières années sur des tribomètres pour simuler les conditions de freinage rencontrées en service, mettant en évidence l'étude tribologique du contact (roue-sabot de frein) et le comportement des matériaux de friction. Les études réalisées ont permis par une approche expérimentale d'investiguer la caractérisation du comportement de différents couples de matériaux utilisés en freinage ferroviaire et d'identification des mécanismes physiques de frottement associés.

L'objectif scientifique de cette étude est ainsi l'extension de la compréhension des mécanismes physiques mis en jeu au contact (Sabot-Roue) par l'analyse des sabots de frein en matériaux composites des wagons de transport du minerai de la Société Nationale de Transport Ferroviaire (SNTF Algérie) dans le but d'étudier et d'identifier leur comportement au cours du service. Une caractérisation physico mécanique du matériau de base qui est le composite à matrice organique est aussi investiguée expérimentalement et a permis de mesurer certaines propriétés

de base importantes. La stratégie adoptée a consisté à décomposer autant que possible les phénomènes, en complétant les essais de freinage en ligne par des essais de frottement sur un tribomètre afin de comprendre les surconsommations des semelles composites et la persistance de l'augmentation de leur utilisation notamment durant la période estivale des mois de Juin, de Juillet et d'Août par rapport aux autres périodes. Ces importantes consommations imposées par les fréquences des trajets mettent ainsi la SNTF (Société Nationale de Transport Ferroviaire) en décalage par rapport à son plan de charge et à ses prévisions de consommation annuelles.

Présentation du mémoire

Ce mémoire est divisé en trois chapitres avec une introduction générale qui situera le contexte et les objectifs de ce travail ainsi qu'une conclusion générale.

Nous présenterons, d'abord, dans le premier chapitre une étude bibliographique permettant de bien connaître le matériau composite à matrice organique objet de cette étude et d'identifier les différentes familles de constituants de ce matériau de friction utilisé sur les sabots des freins des wagons ainsi que leur rôle sur le comportement du matériau en exploitation. Le procédé de fabrication, le rôle de ses étapes successives, ainsi que les différentes stratégies industrielles adoptées pour la fabrication des matériaux de friction à matrice organique sont aussi rapportées. Dans cette partie bibliographique exhaustive, un état de l'art des caractéristiques exigées pour le choix des matériaux composites selon la nature de leur utilisation avec en particulier la présentation des travaux concernant leur comportement tribologique. Il est question aussi de la compréhension du système de freinage des trains, de son évolution, la détermination de la distance d'arrêt qui est considéré comme étant une partie fondamentale de la conception des freins en fonction des types de semelles et des roues, de la technologie ferroviaire et du principe de freinage, du développement des systèmes de freinage. Quelques généralités sur les origines des avaries, les matériaux composites à matrices de polymères renforcés avec des fibres (PRFC), des généralités sur l'usure des sabots en exploitation ainsi que l'impact des dégradations causées par les sabots de frein en matériaux composites sur les roues métalliques des trains de la SNTF (Société Nationale de Transport Ferroviaire) sont données.

Le Chapitre 2 présentera la démarche expérimentale et les protocoles des essais choisis. Il contiendra en particulier une présentation du matériau utilisé, des détails sur le dispositif expérimental, sur les techniques de caractérisation exploitées pour les expertises du matériau et pour l'évaluation de certaines caractéristiques physiques et mécaniques ainsi que sur la méthodologie expérimentale et sur le déroulement des essais réalisés.

Dans le Chapitre 3 les résultats sont analysés et discutés. Des essais de freinage effectués en ligne au cours du service pendant les saisons estivale et hivernale ont permis d'étudier le comportement en fonction des conditions atmosphériques et leurs impacts sur la nature des usures observées. Ces essais de freinage sur des rames de wagons effectués en service ont servis de vérification pour diriger l'étude et qui ont conduit à s'orienter dans une démarche adéquate permettant d'avancer dans la compréhension du comportement tribologiques du couple sabot-roue en ligne d'exploitation, décelant par la suite les types d'usure observés après le freinage des trains.

Le document est terminé par une conclusion générale qui met en relief les principaux résultats intéressants obtenus. Un listing des références bibliographiques consultées est dressé en fin du document.

Chapitre I

ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

I-1 Technologie ferroviaire et principe de freinage

I.1.1 Introduction

Avec l'augmentation des vitesses, les systèmes de freinage doivent être de plus en plus performants. Autrefois les freins étaient actionnés manuellement par des serres freins, puis est arrivé le freinage pneumatique. Aujourd'hui le freinage est complété par des technologies telles que l'électricité, l'électronique ou l'électromagnétisme. L'innovation dans ce domaine a permis d'utiliser certains types de freinage selon l'exploitation visé. Il est à signaler que la partie mécanique des freins se compose de semelles et/ou de disques. Le frein à semelle est le premier à avoir été utilisé sur les réseaux ferroviaire grâce à sa simplicité d'élaboration. Le frein à disque est ensuite apparu avec l'augmentation des vitesses puisqu'il évitait de trop faire intervenir la roue, cependant suite au cout important de la maintenance, l'utilisation de ce type de frein s'est limitée aux trains des transports des voyageurs. Chacun de ces types de freins se différencie par son matériau de réalisation. La partie commande est assez complexe notamment par les nombreux organes qu'elle fait intervenir. Il existe plusieurs types de commandes selon le freinage souhaité. La plus simple à mettre en œuvre étant la commande du frein direct puis vient celle du frein automatique qui fonctionne principalement grâce à la triple valve et enfin celle du frein électropneumatique qui consiste à compléter le freinage pneumatique par un circuit électrique

I.1.2. Principe de fonctionnement

Le système de freinage pneumatique d'un wagon est composé de 4 éléments principaux : la conduite générale, le distributeur, les réservoirs d'air et la timonerie mécanique (figure 1) [2]. Chaque wagon est équipé de 2 réservoirs d'air : un auxiliaire et un d'urgence.

Le réservoir auxiliaire alimente le cylindre de frein lorsque les freins de service sont serrés. Quand les freins d'urgence sont serrés, l'air comprimé provenant des réservoirs d'urgence et auxiliaire alimente le cylindre de frein, créant une force de freinage supérieure à un freinage de service. Le principal équipement du freinage du wagon est la timonerie de frein. C'est le mécanisme qui transmet aux sabots l'effort exercé par l'air comprimé.

Elle se compose d'un ensemble de leviers et de bielles disposés de façon à transmettre les efforts avec le meilleur rendement possible. La figure 2 représente l'installation type de timonerie. Les balanciers sont montés de façon à être perpendiculaires à l'axe longitudinal du cylindre quand le piston a effectué la moitié de sa course. Pour ramener la timonerie dans sa position normale, un ressort est placé entre les balanciers. [2]

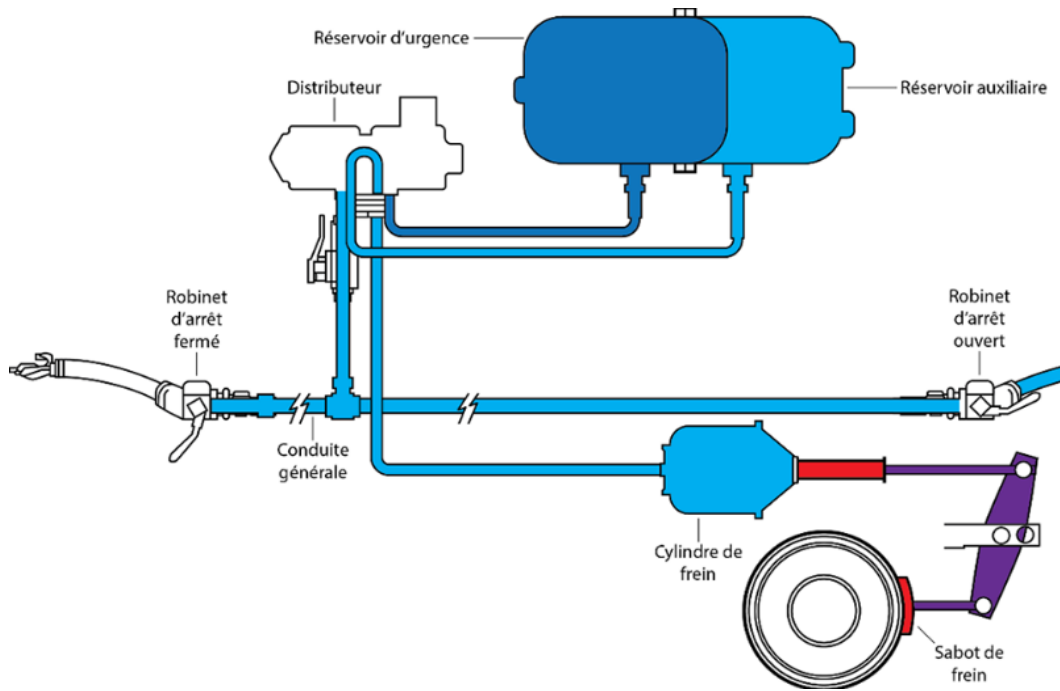


Figure 1. Système de freinage pneumatique d'un wagon

Les temps du régime des trains transporteurs de marchandises sont très longs, de manière à absorber l'importante disparité des performances de freinage des wagons et éviter une trop brusque mise en freinage des véhicules de tête par rapport aux véhicules de queue, au regard des temps de propagation des variations de pression le long de la CG.

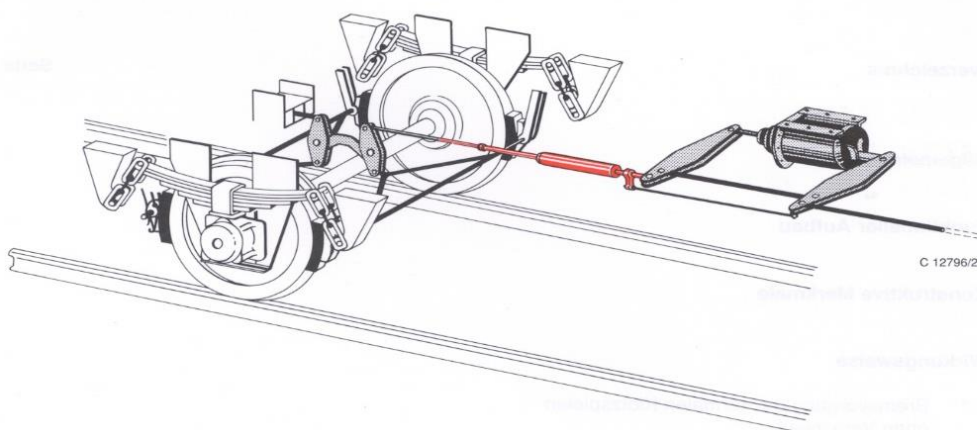


Figure 2 : schéma de timonerie de frein

Le principe du frein pneumatique étant basé sur l'alimentation des cylindres de frein en air comprimé pour assurer le freinage, il est nécessaire de disposer d'une réserve d'air dans laquelle le distributeur va puiser pour alimenter les cylindres de frein. Il faut savoir que durant le freinage il est impossible de puiser l'air dans la CG sous peine de faire chuter la pression dans celle-ci plus bas que ce que requis par le conducteur. Par ailleurs, le frein doit être automatique, ceci implique

que chaque véhicule puisse localement stocker une réserve d'énergie de freinage, donc d'air comprimé. C'est pourquoi un réservoir de volume important, dit réservoir auxiliaire (RA) est installé. Il est mis en pression par le distributeur pendant les phases de desserrage du frein, ce en puisant de l'air dans la CG : la phase de desserrage correspond à une phase où la CG est en cours de remplissage, et l'on peut alors y puiser de l'air fourni par le réservoir principal de la locomotive via le robinet de mécanicien. Lorsque la pression dans la CG décroît, le distributeur isole le RA de la CG et se sert de l'air qui y est stocké pour alimenter les cylindres de frein. [4]

La timonerie est aussi équipée d'une conduite générale qui représente un tuyau qui relie les wagons les uns aux autres jusqu'à la locomotive de tête. Elle sert à alimenter en air comprimé les réservoirs du matériel roulant et à communiquer au distributeur de serrer ou de relâcher les freins

I.1.3. Détermination de la distance d'arrêt

La distance de freinage se calcule grâce à une formule basée sur le principe suivant :

- la course à vitesse constante pendant le délai d'établissement de l'effort de freinage
- le freinage jusqu'à l'arrêt complet

I.1.4. Formules de calcul [5]

Le coefficient de frottement semelle de frein-roue μ_k varie avec la vitesse momentanée, en fonction des propriétés des semelles de frein ou des garnitures de frein. L'effort résistant dépend physiquement du carré de la vitesse.

$$X = v_0 \cdot t_n + \frac{\frac{1000}{2} \cdot v_0^2 \cdot (1 + \xi)}{\mu_k \cdot \frac{P}{G} \cdot \frac{\lambda}{100} + w + s}$$

- X distance d'arrêt mesurée depuis l'activation du freinage imposé jusqu'à l'immobilisation [m]
- v_0 vitesse initiale [m/s]
- t_n temps mort = $0,39 \cdot t_1$ [s]
- t_1 temps de remplissage du cylindre de frein jusqu'à 95 % de la pression maximale [s]
- P somme des forces d'application des sabots du véhicule [N]
- G masse du véhicule, charge comprise [t]

w	résistance au roulement (valeur moyenne) [N/t]
s	résistance due à la déclivité, positive en montée, négative sur les pentes [N/t]
μ_k	coefficient de frottement semelle-roue (valeur moyenne)
ξ	supplément pour les masses rotatives
λ	pourcentage de freinage

Les essais de frein effectués ont montré que la plupart des véhicules ont un comportement des freins à décélération pratiquement constante. La décélération momentanée n'augmente que dans la gamme de vitesses la plus faible sur certains types de constructions de véhicules en raison du coefficient de frottement croissant entre semelle de frein et roue. Son effet est d'ailleurs positif pour la sécurité (la distance de freinage est, dans la pratique, plus courte que si l'on admet une décélération constante sur toute la gamme de vitesses).

La décélération moyenne d'un véhicule sur tout le freinage diminue avec la vitesse initiale, notamment si le temps de remplissage du cylindre de frein est long. Cette constatation n'est faite que si l'on considère de manière indifférenciée toute la distance de freinage depuis l'activation jusqu'à l'immobilisation. Plus la vitesse est faible, plus l'influence du temps de réaction (de l'activation du freinage à un niveau suffisant de pression du cylindre de frein) sur la distance totale de freinage est forte.

Les courbes de freinage se calculent sur la base de la décélération moyenne a en m/s^2 . Cette décélération moyenne ne doit pas être assimilée au rapport de freinage (pourcentage de freinage). Le principe est le suivant :

« Un pourcentage de freinage de 100 équivaut à une décélération moyenne de $1 m/s^2$ obtenue lors d'un freinage à la vitesse initiale de 50 km/h sur une voie horizontale et calculée à partir de cette vitesse et du chemin de freinage ».

Ainsi, toute la distance de freinage depuis l'activation du freinage jusqu'à l'arrêt complet est prise en compte. Si le cylindre de frein se remplit en 2,5 s, la décélération qui s'ensuit doit atteindre en moyenne $1,6 m/s^2$ pour respecter la même distance de freinage de 96 m. La décélération moyenne est considérée comme décélération constante jusqu'à l'immobilisation [5]

Les paramètres suivants sont valables :

$$v_0 = \text{vitesse initiale [m/s]}$$

S_b = distance de freinage [m]

a = décélération moyenne [m/s²]

St = montée [%o] (en descente, ce paramètre prend une valeur négative)

La formule est la suivante :

$$a = \frac{v_0^2}{2s_b} + \frac{9.81 \bullet st}{1000}$$

Lors de la prise en compte de la déclivité, une simplification est introduite dans les calculs :

$$\sin a = tga$$

α = angle d'inclinaison par rapport à l'horizontale (°).

Cette hypothèse permet une simplification essentielle des calculs. Elle aboutit à une variation de 0,3 % des valeurs calculées pour les tronçons à adhérence dont les déclivités peuvent aller jusqu'à 80 %o ou jusqu'à un angle d'inclinaison α de 4,57°. Cette variation est négligeable sur tous les tronçons à adhérence.

Grâce à cette simplification, une décélération résultant de l'accélération de la pesanteur et de la tangente de l'angle d'inclinaison peut être calculée.

$$a_n = \frac{9.81 \cdot st}{1000}$$

a_n = décélération moyenne [m/s²]

st = montée [%o] (en descente, ce paramètre prend une valeur négative)

Dans ce contexte, il faut veiller au signe (- ou +). Une montée cause un freinage du train, c'est-à-dire une accélération négative. Une descente est enregistrée comme une déclivité négative. Elle cause une accélération du train, qui contrecarre le freinage.

Un train qui freine à plat avec une décélération moyenne de $0,8 \text{ m/s}^2$,

- subit une décélération d'environ $1,3 \text{ m/s}^2$ sur une montée de 50 ‰
- ne subit qu'une décélération d'environ $0,3 \text{ m/s}^2$ sur une descente 50 ‰. La distance de freinage est plus que doublée par rapport au tronçon plat.

L'influence d'une forte pente sur la distance de freinage est énorme. Mais elle est facile à calculer. [5]

I.1.5. Distance totale de freinage

La distance totale de freinage représente la somme des distances parcourues durant le temps de réaction et durant le freinage: [5]

$$s_b = v_0 \cdot t_v + \frac{v_0^2}{2 \cdot \left(a + \frac{9.81 \cdot st}{1000} \right)}$$

t_v = temps de d'établissement de la force de freinage, somme du délai de propagation dans le train et du délai d'établissement dans les véhicules du convoi [s]

v_0 = vitesse initiale [m/s]

s_b = distance de freinage [m]

a = décélération moyenne [m/s^2]

st = montée [‰] (en descente, ce paramètre prend une valeur négative).

I.1.6. Simulation d'un freinage

Des essais au lancer avec un seul wagon ont eu lieu avec des vitesses initiales de 30, 50 et 90 km/h. Pour plus de clarté, un seul freinage est représenté par la vitesse initiale. En fait, les essais ont été réitérés 4 fois chacun et se sont avérés d'une reproductibilité optimale. La courbe des vitesses a été mesurée au moyen d'un radar à partir de l'activation du freinage. Le freinage a été

activé manuellement. Un contact à la soupape de frein démarrait simultanément la mesure de la vitesse. Les essais ont été effectués avec des wagons des séries en service :

- B 2439 (EW II) équipé d'un frein à air comprimé commandé
- D 4209, wagon équipé d'un frein à vide simple.

L'allure de la courbe de freinage qui est d'abord celle d'une droite légèrement descendante correspond à la marche avec frein desserré. La légère décélération correspond à la résistance au roulement et à la résistance de l'air ainsi qu'à la montée de 5 ‰ sur le lieu des essais (figure 3). Le temps de remplissage à 80 % du cylindre de frein du wagon testé s'élève à 2,6 s, après quoi la courbe représente le freinage avec décélération constante jusqu'à l'arrêt complet. Le calcul était basé sur une vitesse maximale de 90 km/h et une décélération de $1,73 \text{ m/s}^2$. Les mêmes paramètres donnent une distance de freinage légèrement plus longue que celle de la mesure pour les essais à partir de vitesses initiales de 30 et de 50 km/h. [5]

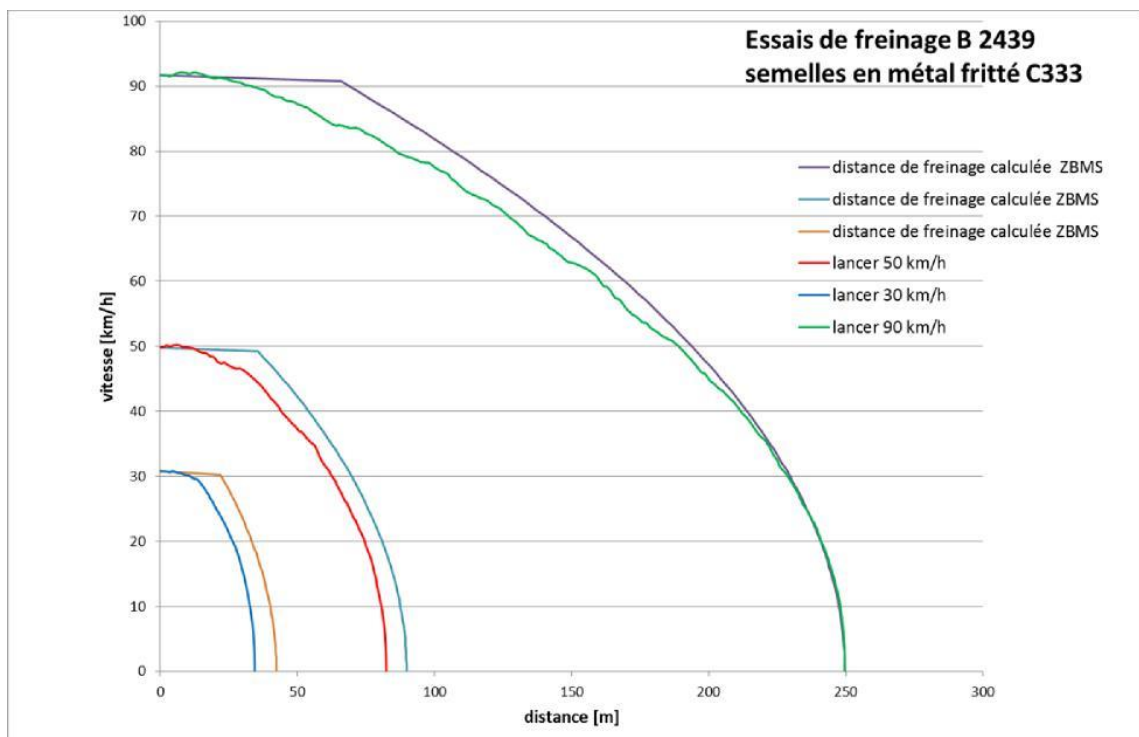


Figure 3 : Essai de freinage (décélération)

I.2 Développement des systèmes de freinage

I.2.1 Le frein à semelle en fonte.

L'utilisation de la fonte est due au fait que c'est un matériau facile à fabriquer mais surtout facile à mouler à la forme voulue. De plus, l'avantage majeur de ce type de freinage est l'insensibilité de son coefficient de frottement sous l'effet de l'humidité. En effet cette caractéristique est primordiale pour des organes soumis en permanence aux projections d'eau, de neige ou de terre. Cependant, l'inconvénient de ce type de frein est que la semelle en fonte s'use très rapidement et use fortement les roues à chaque freinage.

La figure 4 montre une roue endommagée suite à un freinage brusque sous température importante et dont l'impact du sabot en fonte était la cause de la réforme de cette roue. [3]



Figure 4 : Roue endommagée

I.2.2 Le frein à semelles en matériau composite

La composition du matériau composite pour une utilisation en freinage se limite à: matériaux de frictions métallique comme le cuivre, la fonte, le carbone, et d'un abrasif (la silice est souvent utilisé) mélangé avec de la résine synthétique ayant des propriétés de liant. L'utilisation des matériaux composites, au lieu de la fonte, est notamment due à un meilleur coefficient de frottement, mais également à une très bonne capacité thermique, c'est-à-dire qu'il fallait fournir une très forte chaleur pour augmenter sa température d'un degré. Néanmoins reste le problème d'une usure importante du matériau en raison de la rugosité des tables de roulement des roues, résolu par l'introduction d'un abrasif pour polir ces tables. Des normes internationales ont donc

été instaurées pour standardiser les performances de ces semelles sans pour autant modifier leur composition propre à chaque fabricant :

- La semelle K à haut coefficient de frottement ($\approx 0,25$).
- La semelle L à faible coefficient de frottement ($\approx 0,17$). D'autre part les semelles composites subissent des traitements spéciaux pour l'humidité puisque, fortement sensibles à l'humidité, leur coefficient de frottement baissait considérablement, ce qui augmentait ainsi les risques d'accident.

Le matériau composite présente tout de même certains inconvénients comme :

- les semelles en composite peuvent arracher des parties de la roue.
- elles polissent la table de roulement provoquant ainsi une diminution de l'adhérence lors du freinage.
- leur capacité thermique n'est pas encore assez élevée pour supporter les températures du freinage.

Effectivement les hautes températures peuvent entraîner une annulation du coefficient de frottement en transformant la résine contenue dans le composite en surface de garniture. La température étant le problème majeur des freins organiques, il faut donc inventer un nouveau type de matière pour ces semelles étant le juste compromis entre la fonte et le composite : le frein à semelles en matériau fritté.

I.2.3 Le frein à semelles en matériau fritté

Le matériau fritté étant le plus cher des trois. Il combine les avantages de la fonte et du composite à savoir, un haut coefficient de frottement qui se situe aux alentours de 0,25, une faible sensibilité à l'humidité ainsi qu'à la vitesse et un dépolissage de la table de roulement pour une meilleure adhérence. Cependant ce dépolissage entraîne comme le freinage avec semelle en fonte un bruit permanent hors phase de freinage.

I.2.4 Le frein à disque : [6]

Le frein à disque est apparu avec l'augmentation de la vitesse des trains puisqu'il fallait un moyen afin de dissiper les hautes températures dues au freinage tout en évitant de faire intervenir les roues. Il est donc devenu le moyen de freinage le mieux approprié pour les trains atteignant des vitesses de l'ordre du 200km/h. Il est aujourd'hui le meilleur compromis économique entre efficacité et respect des exigences. D'où sa présence sur les tramways, RER, métro mais aussi TGV.

Il existe deux types de frein à disque : le frein à disque en fonte et celui en acier. Un frein à disque est un système de freinage utilisant un disque fixé sur le moyeu ou la jante de la roue et des plaquettes maintenues par un étrier fixé au véhicule, venant frotter de chaque côté du disque. Un système pousse sur les plaquettes, le plus souvent des pistons hydrauliques, puis les plaquettes viennent serrer fortement le disque. La force de frottement entre les plaquettes et le disque crée ainsi le couple de freinage. Afin de freiner les disques, on utilise des garnitures en matériau composite qui comme pour le cas des semelles sont trop sensibles à l'humidité et possèdent des capacités thermiques limitées. On a donc fait appel aux garnitures en matériau fritté. Le matériau fritté est conçu sous la forme d'une poudre à base métallique (fer, bronze ou cuivre) soumise à forte pression et forte température.

Aujourd'hui les véhicules utilisant ce freinage possèdent des disques étant le compromis entre sensibilité à l'eau et point chaud. Les garnitures en matériau fritté présentant une très bonne résistance aux hautes températures acceptent des températures moyennes de 600 à 700°C sans que son coefficient de frottement soit modifié. [5]



Figure 5 : garniture en matériau fritté

Le frein à disque doit répondre à différentes exigences, dont les principales sont : l'efficacité de freinage, l'endurance et le confort d'utilisation.

A- Efficacité

L'efficacité du frein se mesure par son aptitude à arrêter un véhicule en mouvement, sur une distance minimale, quelles que soient les conditions extérieures. L'effort de freinage exercé sur le disque doit être le plus élevé possible. Il faut donc déterminer la force de frottement entre les plaquettes sur le disque, laquelle dépend de plusieurs paramètres tels que la pression de contact,

la surface de frottement et le coefficient de frottement. Plus les valeurs de ces paramètres sont élevées, plus la distance d'arrêt du véhicule est courte.

Le coefficient de frottement doit rester le plus stable possible, afin d'assurer un freinage constant, quelles que soient les conditions de freinage. Une fois les matériaux choisis, le coefficient de frottement va dépendre de la pression de contact, de la vitesse de rotation du disque et des conditions du milieu ambiant. En effet, la valeur du coefficient de frottement baisse par temps pluvieux. Les températures élevées du disque de frein entraînent une chute brutale du coefficient de frottement et donc de l'efficacité du frein. La température maximale des disques de frein doit être considérée comme paramètre ayant une influence non négligeable sur l'efficacité de freinage. Les températures élevées sont atteintes lors des freinages prolongés ou répétés, à grande vitesse, à forte pression, sur une route à forte pente etc. Le choix des matériaux qui a une influence sur le comportement thermomécanique et tribologique, demeure un critère important concernant l'efficacité de freinage.

B) Confort :

Les problèmes de confort rencontrés avec l'utilisation des freins à disque résident dans l'apparition de bruits et de vibrations. Entre le bruit et les vibrations existe une interdépendance. En général, on qualifie de bruits les vibrations sonores complexes, associés souvent à leur caractère nocif (sensation désagréable à l'oreille). Pour le frein, il s'agit des vibrations de la pédale de frein et du volant qui sont dues aux chocs entre le disque et les plaquettes et liées donc à la vitesse de rotation de la roue. Les fréquences de ces vibrations varient de quelques hertz à quelques centaines de hertz. Les vibrations sont classées en deux catégories, selon leur mode de génération :

- le cold-judder qui intervient à basse température; il est généré par un défaut de variations d'épaisseur du disque lesquelles peuvent être dues aux défauts d'assemblage, des jeux trop importants. Ces défauts induisent un voile ou gondolement du disque qui engendre des irrégularités d'usure du disque ;

- le hot-judder qui apparaît seulement à hautes températures et qui est relié à la présence de points chauds; Il apparaît dans le cas des freinages à vitesse élevée mais à pression relativement faible.

Les bruits sont générés par les instabilités du frottement des plaquettes contre le disque. Le frottement est donc ce qu'on appelle l'excitation du bruit. • le stick-slip (signifie collé-glissé), un phénomène de glissement saccadé qui génère un bruit à basse fréquence ($f < 200$ Hz) ;

- le squeal, un crissement à haute fréquence ($500 \text{ Hz} < f < 3000\text{Hz}$) ;

- le squeak, un grincement (un bruit strident) à très haute fréquence ($2000 \text{ Hz} < f < 5000 \text{ Hz}$), qui fait intervenir à la fois le disque et les plaquettes. Dans le domaine ferroviaire, les niveaux acoustiques liés au squeak peuvent dépasser les 110 dB à un mètre du bord du quai.

C) Endurance

L'endurance est un autre critère d'évaluation des freins à disque. Il s'agit de garantir dans le temps l'ensemble des fonctions du système, éviter toute avarie dangereuse et définir un seuil d'usure à partir duquel les pièces doivent être changées. Pour dimensionner un disque de frein, il faut alors connaître les avaries susceptibles d'apparaître. Le disque s'use par frottement contre les plaquettes. Celles-ci sont fabriquées dans l'optique de s'user davantage que le disque. Le frottement des deux pièces engendre des problèmes d'arrachement de matière et de dépôt qui modifient la nature du contact

D) Inconvénient du contact disque

Les problèmes d'usure ont fait l'objet de nombreuses études. La loi d'Achard décrit l'usure comme une perte de matière des surfaces en contact, c'est-à-dire qu'elle est définie par la quantité de particules produites dans le contact. En général, l'usure du disque reste faible par rapport à celle des plaquettes ; mais lorsque le couple disque/garnitures est mal choisi, l'usure du disque peut devenir conséquente. Si l'épaisseur du disque devient trop faible, il n'y a plus assez de matière pour assurer l'absorption de chaleur. Il faut alors changer prématurément le disque. Pour éviter ou diminuer les avaries ou dommages résultant du contact sec glissant, il faut dimensionner le disque (et les composantes externes) de façon à diminuer la température maximale atteinte par le disque pour assurer un comportement mécanique correct du matériau, diminuer les gradients thermiques pour diminuer les contraintes thermiques et éviter toute usure excessive, en travaillant sur les paramètres suivants :

- le comportement des matériaux,
- les géométries,
- l'absorption, la diffusion et la dissipation de la chaleur.

I.3 Les roues de train, fonctionnement et modélisation [7]

L. Boussalia a fait un tour d’horizon de la question et a dressé un état exhaustif de la situation. Il est très important de signaler que chaque partie joue un rôle important dans le fonctionnement du système, en plus de la fonction principale de la roue d’assurer le roulement (figure 6).

- Le boudin assure avec la forme conique de la jante le guidage du train et empêche son déraillement.
- Grâce à sa forme conique, la roue joue le rôle d’un différentiel permettant d’éviter le glissement des roues opposées dans les virages. La différence de la distance parcourue par les deux roues opposées est rattrapée par la différence de leurs diamètres respectifs calculés au niveau du contact.
- Dans le cas des roues freinées, la jante permet de dissiper la puissance de freinage provenant du frottement avec les semelles de frein.
- Quant à la toile, elle assure le lien entre le moyeu et la jante et transmet, avec une certaine flexibilité, les efforts latéraux de guidage du train. Les différentes formes de toile existantes sont : toiles droite, ondulée et conique.
- Les dimensions de la roue et son poids dépendent du matériel roulant en question.

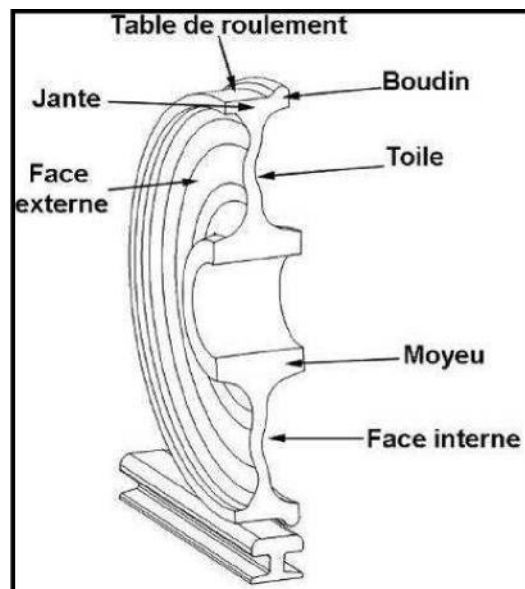


Figure 6: les différentes parties de la roue.[8]

I.3.1 Ecartement des roues

Les essieux de compromis sont ainsi développés. Un système de rail en entonnoir permet de modifier l'écartement des roues et faisant bouger les roues latéralement sur l'essieu. Ceci permet d'éviter certainement de coûteux transbordements entre des wagons d'écartements différents. Cependant par mesure de sécurité, il fallait trouver un écartement standard. Une fois l'écartement standard adopté, des centaines de designs de roue disparaissent, et une course à l'évolution technologique de cet élément vital du chemin de fer est enclenchée (figure 7). [7]

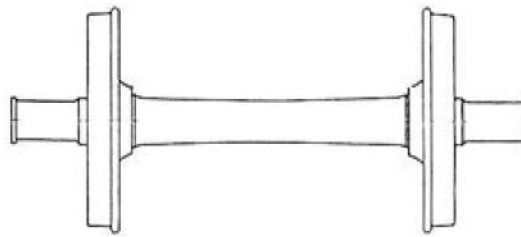


Figure 7 : écartement des roues.[9]

I.3.2 Montage des roues

Les roues sont solidaires de l'essieu, c'est-à-dire que les roues tournent en même temps que l'essieu. Pour installer les roues sur l'essieu, on place la roue dans une presse et on pousse l'essieu dans le centre de la roue. Le moyeu de roue étant légèrement plus petit que le diamètre de l'essieu, la roue tient sur l'essieu uniquement par pression, sans aucun autre moyen (figure 8). Un jeu de chauffage et refroidissement des composantes fait dilater le moyeu de roue afin qu'il demeure solidement en place.



Figure 8 : montage des roues avec axes.[22]

I.3.3 Profils des toiles de roues [7]

L'évolution la plus importante dans ce domaine viendra de la forme de la toile de la roue (figure 9). Au début, la toile de la roue était droite. Cette partie de la roue connecte le moyeu avec la jante. La charge appliquée sur l'essieu est transférée au moyeu, puis à la toile, et finalement à la jante. Cependant un problème se pose lors du freinage. La force du sabot de frein est appliquée directement sur la table de roulement de la roue. Cette friction crée une chaleur au niveau de la jante, ce qui lui fait prendre de l'expansion. Au fur et à mesure que la jante se dilate, elle tente d'entraîner avec elle la toile de la roue, qui elle, n'a pas reçue cette énergie en chaleur. Il en résulte un fendillement de la toile puisque l'acier "froid" n'est pas très élastique, et une faiblesse de la roue. En répétant le processus quelques fois, la roue se fracture, et le déraillement est inévitable. Pour remédier à ce problème, les ingénieurs ont mis au point la toile de forme courbée. Lorsque la jante se dilate, la toile agit comme un diaphragme et bouge avec la jante. Comme les roues à toile droite font défaut 10 fois plus souvent que les roues à toile courbée, elles ont été graduellement retirées du service. De nos jours, presque la totalité des wagons ont des roues à toile courbée.

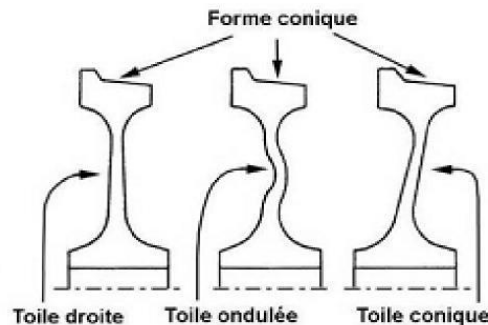


Figure 9 : différents profils de la roue.[10]

I.3.4 Profils de la table de roulement [7]

Il existe deux profils de table de roulement de la jante: conique et cylindrique. Sur les roues à table de roulement conique, la forme conique est conçue pour permettre à l'essieu de se centrer de lui-même entre les deux rails. Sans cette forme conique, la différence inévitable de diamètre entre les deux roues de l'essieu (il faut se souvenir que les roues sont solidaires de l'essieu. Elles tournent avec lui ce qui va faire en sorte qu'une roue tournera légèrement plus vite que l'autre. La résultante est qu'une roue va pousser plus fort sur l'essieu, et ce dernier va pivoter, et ne sera plus perpendiculaire aux rails. Cette position de l'essieu va favoriser une usure prématurée des boudins de roue, qui vont frotter en permanence les rails, jusqu'au jour où, un boudin sera tellement usé

qu'il va "mordre" dans le rail, le chevaucher, puis retomber de l'autre côté provoquant ainsi un déraillement. La forme cylindrique, où l'épaisseur de la jante est continue (même épaisseur vers l'avant et vers l'arrière de la roue) fut développée pour les trains de passagers à haute vitesse. Les bogies montés avec des roues à jantes coniques finissent par faire du "balancement" à haute vitesse. Le bogie se promène de gauche à droite entre les rails. Ce balancement se transmet à la structure du wagon et procure une inconfortable vibration. Les roues à jantes cylindriques ne se balanceront pas à haute vitesse, mais ne pourront pas s'auto-centrer aussi bien que les roues à jantes coniques, surtout dans les courbes. Leurs boudins vont s'user beaucoup plus rapidement.

I.3.5 La dégradation de la roue

Les composants ferroviaires et notamment les roues de train sont dimensionnées à l'aide de critères d'endurance afin de ne tolérer aucun amorçage de fissure du fait des sollicitations mécaniques. Cependant, des cas de roues fissurées ont été rencontrés dans le passé. Les analyses effectuées en Algérie par l'expert A. Kezzar [24] ont montré que l'amorçage se fait dans la plupart des cas sur des entailles créées par chocs mécaniques ou sur les défauts de fabrication (replis de forge, etc...). Quant à la propagation, elle se fait par fatigue et nécessite un très grand nombre de cycles avant que la fissure n'atteigne une taille critique. Voici les observations faites suite aux expertises menées sur des roues fissurées :

- L'amorçage des fissures se fait souvent dans la toile.
- La forme des fissures est semi-elliptique.
- Le plan de propagation est ortho radial.

I.3.6 Avaries de la roue

Il est bien connu que les roues, au fil du temps, finissent par présenter des défauts de circularité de différentes natures et d'importances plus ou moins marquées. Les raisons en sont multiples : chocs, freinages d'urgence, etc., qui entraînent des usures inégalement réparties sur la circonférence des roues. Les avaries constatées sur les roues sont très souvent une combinaison de plusieurs types d'avaries, il est donc parfois délicat de distinguer celle qui est à l'origine de l'endommagement. Parmi les avaries on site [11]

A) Rayure rainure

Les rayures et rainures sont des défauts circulaires intéressants la table de roulement. (figure 10) Leur largeur peut être égale à leur profondeur ou nettement supérieure. La détection de ce

genre d'anomalie se fait par une expertise visuelle dont les causes sont souvent provoquées par l'utilisation des sabots de frein en matière non-adaptée au freinage souhaité.

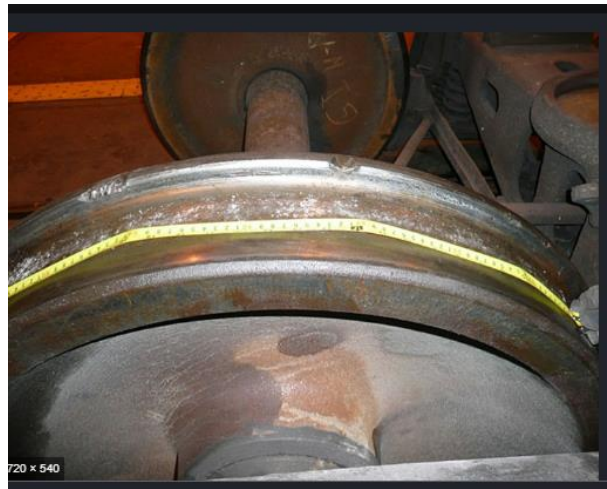


Figure 10 : Rainure observée sur la roue

B) Méplat

Les méplats se forment sur la table de roulement des roues sous forme de taches suite au problème de surchauffe des roues dont la détection se fait par un contrôle visuel (figure 11). Ce phénomène est souvent provoqué par l'oubli du desserrage des freins à vis qui engendrent le glissement des roues freinées sur les rails (enrayage).



Figure 11 : méplat sur la table de roulement

C) Table de roulement avec apport de métal :

Ce phénomène change les caractéristiques de la table de roulement de la roue par la création d'un troisième corps mélangé entre le matériau de friction et celui de la roue (figure 12). L'expertise

visuelle indique la formation de lamelle soudée. Les freinages sévères sur les pentes sont souvent à l'origine de cette anomalie.



Figure 12: apport de métal sur la table de roulement (photo prise à l'AMF)

D) Table de roulement avec déplacement de métal

Le freinage sous température élevée conduit à des surchauffes des roues en contact avec les rails ce qui provoque la création du fluage du métal ayant l'aspect d'un cordon de soudure (figure 13).



Figure 13 : déplacement de métal

E) Écaillage – cavité

L'écaillage se produit lorsque trop de poids est concentré sur la roue (figure 14). Cette concentration est causée non seulement par une surcharge du wagon, mais aussi par le design de la roue, et l'état du rail. Cet aspect est caractérisé par :

- de petites parties de métal, en forme d'écailles, se sont détachées de la table de roulement dans la zone de contact roue – rail.
- Ce défaut n'intéresse qu'une partie de la table de roulement.

- Des anneaux marquent parfois la progression du phénomène et les fissures coupent souvent la surface de roulement suivant un angle de 45°. Dans son développement, un écaillage peut se transformer en une cavité plus ou moins importante.

Ce type d'anomalie présente un danger pour le convoi du fait qu'il provoque un risque de rupture par fatigue notamment si le tracé des voies comporte des affaissements et des écartements non conformes.

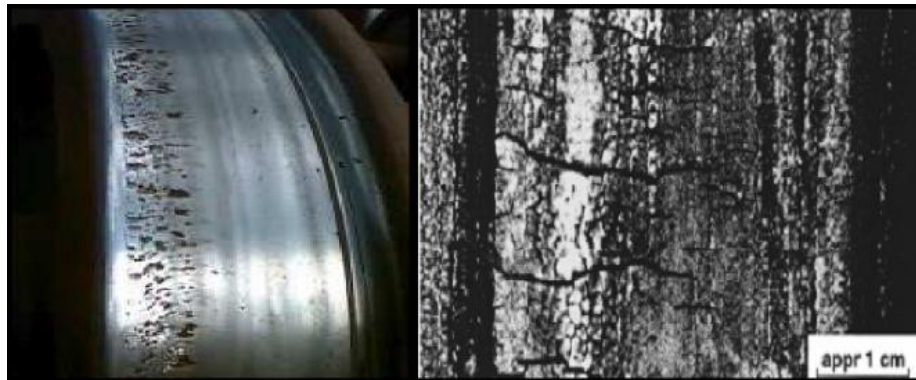


Figure 14 : écaillage d'une roue et fissures amorcées à la surface de contact d'une roue.

F) Exfoliation

L'expertise visuelle indique un défaut essentiellement sur tout le pourtour de la roue dans la zone de contact avec le rail (figure 15). Ceci modifie le diamètre de la roue, caractérisé par la présence des fissures en forme de chevrons ou de C. Ce défaut donne naissance à des lamelles de métal laminé puis arrachées de la table de roulement puis collées sur le sabot de frein. Cette anomalie provient principalement de contraintes de compression trop élevées dues :

- aux charges excessives compte tenu du diamètre de la roue.
- à la qualité de l'acier de la jante –bandage ou du bandage, mal adaptée au service à assurer

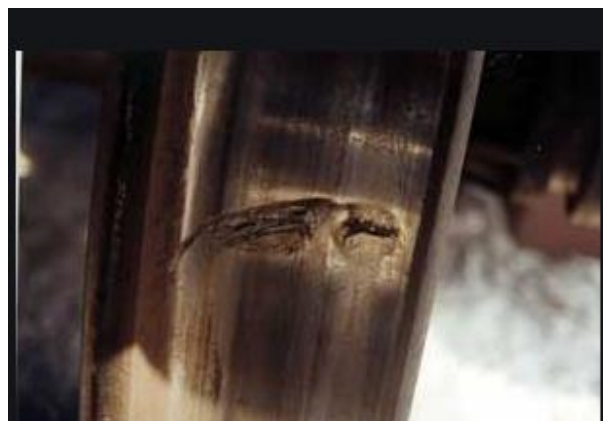


Figure 15 : exfoliation observée sur une roue

G) Point chaud

C'est la modification locale de la couleur de la table de roulement qui présente des taches colorées, en général uniformément réparties sur le pourtour de la roue (figure 16). La jante peut chauffer à un point tel que le phénomène d'inversion des contraintes internes est très marqué et risque de conduire à la rupture explosive de la roue, notamment lorsqu'il existe une zone de concentration de contraintes, dont l'origine pourrait être une crique thermique. Cette anomalie impacte les sabots de freins par la calcination de la surface de contact des sabots contre la roue. Les analyses métallurgiques ont révélé la présence de martensite revenue près de la surface de la table de roulement de la roue, jusqu'à une profondeur de 5 mm environ. La microstructure des roues du matériel roulant est normalement constituée de ferrite-perlite. La modification de la microstructure de cette roue indiquerait que celle-ci a été chauffée à une température de plus de 1340 °F (727 °C).



Figure 16 : point chaud

H) Toile fissurée

Cet aspect est caractérisé par une fissure de fatigue dans la toile de la roue provoquée par un champ de contraintes trop élevées ayant donné naissance à des fissures de fatigue souvent amorcées sur des défauts superficiels (figure 17)



Figure 17 : toile fissurée (photo prise à l'AMF)

I) Criques thermiques

Les criques thermiques radiales apparaissent sur la table de roulement (figure 18). Ces fissures sont parallèles à l'axe de l'essieu et peuvent progresser sous forme de fissures de fatigue et entraînant la rupture fragile du bandage ou de la jante bandage, de la toile, voire de la roue jusqu'à l'alésage. La cause de cette anomalie est souvent liée à un échauffement intensif ou répété par freinage provoquant des contraintes résiduelles de traction à la périphérie de la roue.



Figure 18 : rupture de la toile

I.3.7 Caractérisation du matériau de la roue

L'acier utilisé pour la fabrication des roues ferroviaires et des rails est le ER7. Un tableau décrivant les caractéristiques métallographiques (composition chimique) de cet acier ainsi que la description des caractéristiques mécaniques est présenté par la suite.

La composition chimique typique de l'acier ER7 est donnée dans le tableau 1.

Tableau 1: composition chimique de l'acier ER7[10]

Éléments ER7	Fe	C	M	Si	P	S
% massique	B	0.	0.	0.	0.013	0.0
Éléments C45	Ni	C	C	M	V	Al
% massique	0.	0.	0.1	0.	< 0.01	0.0

Les pourcentages massiques des différents éléments sont proches de ceux de l'acier C45 (anciennement XC 48) selon la désignation AFNOR. Le tableau 2 indique les caractéristiques mécaniques qui interviennent sur la roue.

Tableau 2 : caractéristiques mécaniques de l'acier ER7 [10]

Caractéristiques Mécaniques	ER7
Module de young E(MPa)	210 000
Coefficient de poisson	0.3
Limite élastique R_{el} (MPa)	499
Limite d'élasticité à 0.2% $R_{p0.2}$ (MPa)	509
Résistance maximale en traction R_m (MPa)	678
Allongement total après rupture A(%)	17.2

I.3.8 La fatigue de la roue ferroviaire

Dans le secteur ferroviaire, le risque de rupture par fatigue des roues n'est pas acceptable. Il faut donc supposer a priori qu'un défaut peut exister, même si c'est très improbable, et prévoir à quelles conditions ce défaut ne pourra pas être à l'origine d'une rupture catastrophique (figure 19).

Les roues assurent le roulement sur rail. En service la roue transmet les forces entre le véhicule et les rails. Ces forces induisent des champs de contraintes complexes et notamment des contraintes d'HERTZ dans les jantes, dues aux contacts répétés « roue-rail ». Ceux ci peuvent générer des fissurations internes par fatigue, parallèles à la table de roulement pour peu qu'elles trouvent un point d'amorçage. Dans la plupart des cas recensés, leur apparition est due à des impacts d'objets externes lors du fonctionnement en service (ballast) ou bien à des défauts d'usinage ou de fabrication.

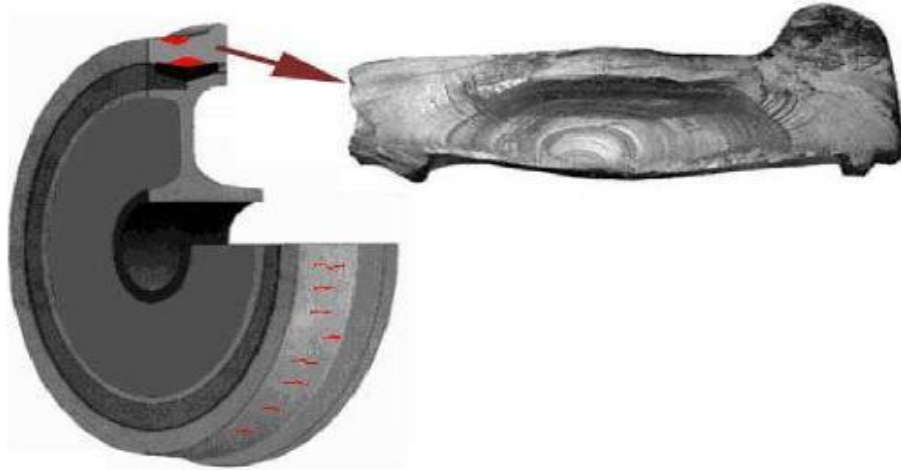


Figure 19: surface de rupture par fatigue d'une roue de train, vue macro[8]

I.3.9 Contact roues-sabots

Pour l'homologation d'une roue ferroviaire sur le plan industriel, le programme décrit par la fiche UIC [11], 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 expérimentations, 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 [11]).

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 [11]. 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 80 000 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 de nombreux couplages physiques (thermique, mécanique, tribologique, 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 [13].

Les fabricants de matériaux de friction (semelles composites à matrice organique), ont 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 et dans leur performance en termes de frottement et d'usure. 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 [12].

En ce qui concerne le système roue-semelle, la bibliographie technique et scientifique 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 [12]. Une première partie utilise une modélisation thermomécanique circonférentielle dans le but d'établir un lien de conséquence entre freinage et rugosité de la surface flottante. 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 [14], 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 [15]. Le lien entre ces deux parties, considéré comme inexistant par Orringer jusqu'en 1996 [16], a été réalisé depuis par les travaux de Gordon et al [17, 18].

I.4 Procédure d'essai de freinage : [19]

L'essai de freinage au banc consiste à cumuler 10 freinages identiques sur une roue et d'en mesurer les effets sur l'évolution des contraintes résiduelles de la jante, le déjettement maximal à chaud de la jante et le déjettement résiduel à froid de la jante.

Au cours des cycles, les variations de ces paramètres doivent rester dans les intervalles suivants :

- Puissance instantanée : ± 10 %,
- puissance moyenne : ± 5 %,
- Durée de freinage : $\pm 0,1$ %,
- Vitesse linéaire instantanée : ± 1 %,
- Ventilation du banc : $v_a/2$ à 700 mm de l'axe de l'essieu, côté aspiration (mesure effectuée à l'arrêt).

L'essai est piloté par la puissance instantanée du freinage qui doit être maintenue pendant la durée de l'essai.

I.4.1 Procédure d'essai de freinage en ligne

L'essai de freinage en ligne consiste à cumuler dix freinages identiques sur une roue et d'en mesurer les effets sur l'évolution des contraintes résiduelles de la jante, le déjettement maximal à chaud de la jante et le déjettement résiduel à froid de la jante. L'essai est piloté par la puissance instantanée du freinage qui doit être maintenue pendant la durée de l'essai dans l'intervalle donné précédemment.

I.4.2 Procédure d'essai de rupture au banc

Cet essai de rupture au banc consiste à vérifier qu'une roue avec une jante pré fissurée supporte, sans se rompre radialement, un freinage de maintien spécifié. Ces essais de rupture doivent être effectués sur une roue avec une jante neuve et sur une roue avec une jante usée.

Ils sont effectués en trois étapes :

- un freinage de maintien afin de générer des contraintes de traction propres dans la jante de roue, freinages d'arrêt afin de générer des amorces de fissures d'une profondeur bien définie, comme schématisé sur la figure 20.
- un freinage de maintien afin de vérifier si une roue présentant une fissure peut supporter
- un freinage en déclivité sans se rompre.

Le tableau 3 illustre une simulation des conditions des essais de rupture au banc.

Tableau 3 : roue avec jantes neuves et usées, diamètre 840 mm à 680 mm

Roue	Nature du freinage	Nombre de freinages	Performance de freinage nominale	Durée du freinage	Vitesse
Jantes de roue neuves et usées	Freinage de maintien	3	30 kW	45 ± 1 min	60 ± 1 km/h
	Freinage d'arrêt	270 ^a	Vitesse initiale de freinage : 120 ± 2 km/h Charge par essieu : 20 t Durée de freinage : 40 ± 5 s Température initiale de freinage : Š 50 °C		
	Freinage de maintien	1	35 kW ^b 30 kW ^c	45 ± 1 min	60 ± 1 km/h
	Freinage de maintien	1 + n ^d	42,5 kW ^b 38 kW ^c	45 ± 1 min	60 ± 1 km/h

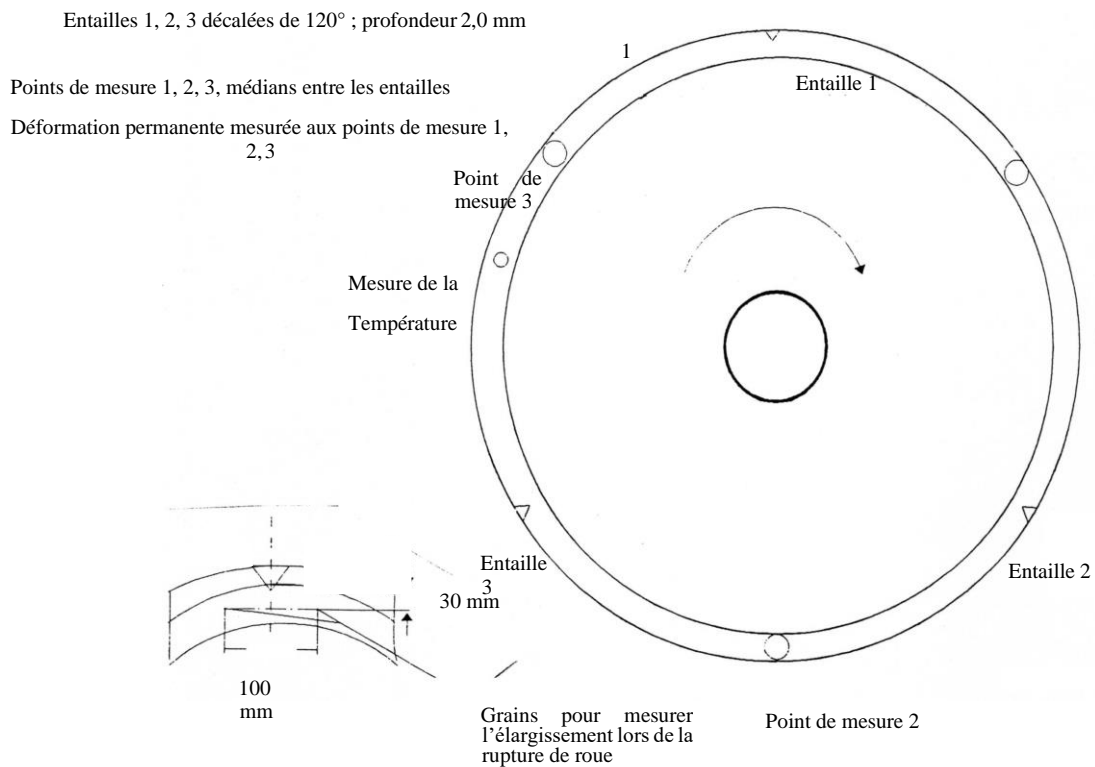


Figure 20: entailles et points de mesure sur la roue

I.5 Généralités sur les origines des avaries [1].

Dans le domaine de la friction, de nouveaux matériaux tels que les céramiques, les composites performants, les frités, etc... sont apparus ces dernières années. Certains pourraient trouver des applications dans le domaine du freinage ferroviaire pour augmenter les capacités de dissipation énergétique des sabots de frein. Ces nouveaux matériaux devraient aussi permettre de réduire très sensiblement la signature acoustique des trains de fret par l'installation de semelles de frein en matériaux composites ne générant pas de crissement au freinage et supprimant le dépolissage des tables de roulement des roues, fortement génératrices de bruit lors des circulations [19-20]. Il est à noter que la semelle composite intègre des matériaux de friction métalliques (fonte, cuivre, carbone, oxydes métalliques, etc...) et un abrasif (silice en général) amalgamés à l'aide d'un liant (résine synthétique). C'est cette dernière qui produit une odeur de caoutchouc brûlé lorsque le freinage est un peu violent [21-22-23]. Des normes internationales ont alors été élaborées pour standardiser les performances de ces semelles ; la composition de chaque matériau restant cependant spécifique à chaque fabricant. Deux types de semelles ont été définis : la semelle K, à haut coefficient de frottement (0,25 en moyenne) et la semelle L à faible coefficient de frottement (0,17 en moyenne) [23]. Pendant longtemps, les semelles composites ont été interdites en

utilisation seules, en raison notamment de leur forte sensibilité à l'humidité : le coefficient de frottement pouvait ainsi chuter dramatiquement les jours de pluie. Néanmoins, les fabricants ont réalisés d'importants progrès sur cet aspect et les semelles en matériaux composites ont pu être généralisées sur de nombreux matériels [19-20]. Il faut néanmoins noter que les semelles en matériaux composites présentent encore quelques inconvénients : elles sont sujettes aux inclusions métalliques (particules arrachées à la roue), ce qui les rend ensuite plus agressives vis-à-vis de la roue et elles présentent des capacités thermiques encore limitées. Les hautes températures risquent d'entraîner un phénomène de "fading" thermique (chute importante voire annulation du coefficient de frottement par transformation thermique de la résine en surface de la garniture sous l'influence des fortes températures). Ainsi, l'utilisation des semelles en matériaux composites reste limitée aux applications à niveau d'énergie moyen . Dans le détail, la fatigue des matériaux composites dépend de la nature des fibres et des résines, du drapage, de la qualité des interfaces ; autant de paramètres susceptibles d'être optimisés pour améliorer la résistance à la fatigue [24]. L'analyse des consommations des semelles composites démontre la persistance de l'augmentation de leur utilisation surtout durant la période estivale par rapport aux autres périodes essentiellement durant les mois de Juin, de Juillet et d'Août. Ces consommations exorbitantes font en sorte que la SNTF (Société Nationale de Transport Ferroviaire) sera toujours en décalage par rapport à son plan de charge [25]. De ce fait, ce travail de recherches portera sur l'analyse de ces sabots de frein en matériaux composites et ce dans le but d'apporter des solutions quand à cette situation. L'histoire récente des matériaux de synthèse apporte des éléments de compréhension du poids de la fabrication sur le développement d'avaries. La normalisation des matériaux est limitée et la notion de matériaux de référence à base de polymères est récente. L'un des avantages tant apprécié des polymères de pouvoir réaliser une pièce en même temps que le matériau tend à élargir la palette des ingrédients constituant les pièces (matrice de base, additifs divers, charges et renforts). Malheureusement, le transformateur a rarement accès à la formulation et n'a pas toujours la capacité de contrôler les éventuels écarts de composition qui peuvent intervenir sur la qualité de la pièce moulée. Par ailleurs, la maîtrise des procédés de transformation n'est pas toujours optimisée, d'autant plus que l'on ne connaît pas toujours l'influence des divers paramètres de fabrication sur la tenue dans le temps des pièces par exemple [25]. Les autres origines possibles de défaillances sont :

- le matériau : la pièce peut être bien conçue et le procédé de transformation peut être bien paramétré par rapport au matériau initialement défini. Néanmoins, si la composition (variation des charges et additifs..., par exemple) et/ou la qualité du matériau fourni (grade différent,

ajout de rebroyé...) évoluent, les propriétés finales de la pièce transformée ne seront pas celles attendues et des défaillances prématurées pourront se produire.

- la conception : des défaillances peuvent résulter d'un mauvais dimensionnement des pièces (hypothèses de calcul inadéquates, cahier des charges imprécis...).
- l'utilisation : une modification des conditions de fonctionnement par rapport à ce qui a été défini par le cahier des charges, des opérations de maintenance inadaptées aux produits... pourront conduire à des ruptures inattendues.
-

La figure 21 montre la répartition globale des origines des avaries des pièces à base de polymère : fabrication 53% - utilisation 26% - matériaux 10% - conception 11%

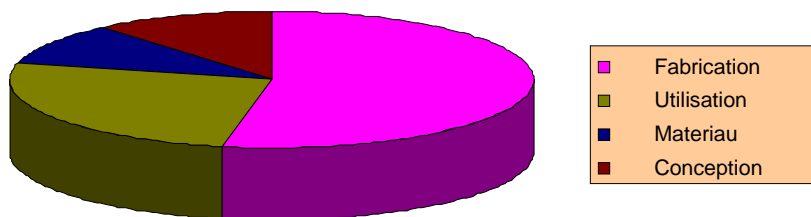


Figure 21: répartition globale des origines d'avarie de pièces à base de polymères

La figure 22 apporte un éclairage particulier sur les origines possibles des défaillances constatées en service .On constate qu'elles se répartissent selon deux grandes familles :

- ruptures résultant des contraintes mécaniques appliquées en service : 52 %. Si la part des ruptures dues à des surcontraintes est importante (entraînant des ruptures de type statique), un nombre non négligeable de défaillances découle de l'application répétée (fatigue mécanique) ou maintenue dans le temps (fluage) de contraintes inférieures à la résistance statique du matériau.

- ruptures résultant des conditions d'environnement (humidité, température, contact avec des produits chimiques, ultraviolets, ozone...) : 38 %. Ces ruptures sont dues, en partie, à une prise en compte insuffisante de l'environnement des pièces au niveau du cahier des charges initial. [25].

Cela a pour effet d'entraîner des défaillances qui, bien qu'apparaissant en service (du fait de l'utilisation), découlent en premier lieu de problèmes de conception (matériau inadapté).

rupture statique 28% , vieillissement 38%, pollution 5%, usure 5%, fluage 3%
fatigue 21%

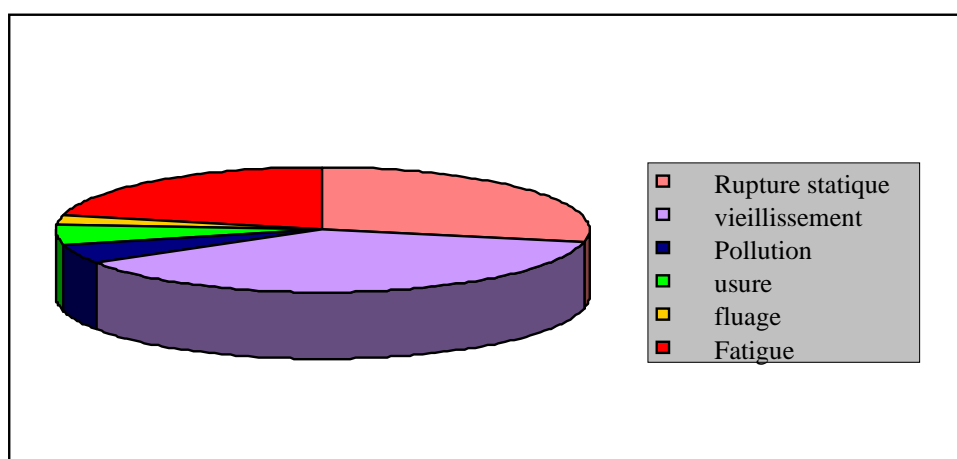


Figure 22 : Répartition globale des modes de défaillance en service de pièces à base de polymères

I.6 Les matériaux composites à matrices de polymères renforcés avec des fibres (PRFC)

Les matériaux composites à matrices de polymères renforcés avec des fibres et notamment de carbone (PRFC) sont connus pour l'excellente combinaison de leurs propriétés mécaniques et thermiques avec leur faible masse. Cependant, leurs propriétés tribologiques restent largement méconnues ce qui limite encore leur utilisation dans les industries aussi bien de grande diffusion que de pointe. Ainsi, l'utilisation de semelles de frein en matériaux composites intègre en général, des matériaux de friction métalliques comme la fonte, le cuivre, le carbone, les oxydes métalliques et un abrasif en silice et engendre souvent des odeurs de caoutchouc brûlé lorsque le freinage est violent [1]. Amalgamée à l'aide d'un liant en résine synthétique, l'utilisation des semelles de frein en matériaux composites tend à se substituer à celles de l'acier ou des alliages métalliques et pourrait contribuer de façon sensible à réduire et à limiter la signature acoustique des trains de fret [26-27]. Les progrès importants réalisés sur ces semelles composites ont permis de réduire leur forte sensibilité à l'humidité et de généraliser leur utilisation sur de nombreux matériels et systèmes mécaniques [28,29]. Cependant, il faut noter que les semelles en matériaux composites restent encore sujettes aux inclusions métalliques comme les particules arrachées à la roue, ce qui

les rend ensuite plus agressives vis-à-vis de cette dernière. Leurs capacités thermiques encore faibles limitent leur utilisation à des applications nécessitant des niveaux d'énergie moyens. Les phénomènes physiques mis en jeu en freinage et les interactions entre eux, ainsi que la nature transitoire du freinage lui-même en complexifient l'étude. Afin d'améliorer le contact frottant composite-acier lors des freinages et de réduire les gradients thermiques correspondants, une optimisation de la structure et de la forme d'une garniture de frein a été adoptée par N. Benseddiq [30] qui a abouti à la conception d'une nouvelle garniture multicouche. Grâce à des investigations expérimentales, les variations de la température de la face de frottement lors du freinage a été maîtrisée. M. Baklouti [31] adopte une démarche expérimentale basée sur la composition d'un matériau composé d'un nombre réduit de constituants pour définir le rôle de chacun de ces constituants dans la performance de freinage. Des essais d'usure complémentaires aux essais de freinage ont ainsi été mis au point en considérant des sollicitations représentatives des situations de freinage poids lourd. Les travaux sont focalisés sur la compréhension des liens entre le matériau, sa microstructure, ses propriétés, le comportement tribologique et les mécanismes de frottement et d'usure. N. Hentari [32] adopte une stratégie consistant à exploiter des matériaux « modèles » ayant une formulation différente et à exercer des tests pour franchir la complexité des formulations industrielles. L'objectif visé est la compréhension des phénomènes qui apparaissent au cours du frottement avec une attention particulière à leurs performances. A Bulthé [33] décompose autant que possible les phénomènes. Il complète ainsi les essais de freinage par des essais de frottement sur un tribomètre couplé à un spectromètre, eux-mêmes complétés par une étude de la dégradation physicochimique avec la température du matériau composite organique.

Parmi les matériaux en progrès constant, le composite carbone carbone C/C de type organique qui possède de bonnes propriétés mécanique et tribologique commence à être très employé dans la fabrication des semelles de frein. Cependant, les phénomènes d'oxydation le dégradent dès que la température dépasse les 500 degrés. Des travaux récents soulignent l'importance des propriétés thermiques des composites C/C 2D ou 3D dans leurs performances en simulation de freinage [34]. Il faut signaler que les travaux relatifs aux simulations de freinage restent très peu nombreux. Ces travaux se limitent à des études quasi-industrielles ayant surtout pour objectif de tester des matériaux différents dans des conditions se rapprochant de la réalité et de comparer leurs comportements tribologiques notamment de point de vue de la variation du frottement et du taux d'usure

L'analyse des travaux concernant le frottement des composites C/C révèle des similitudes avec ceux concernant les graphites (régimes de frottement bas et haut avec l'existence d'une transition brutale). En général, l'approche adoptée pour l'analyse des mécanismes physiques de frottement

et d'usure repose sur le concept de tribologie à trois corps. Ce concept introduit dans les années 1970 par M. Godet [35], puis développé par Y. Berthier [36,37] met en jeu un troisième corps formé entre les deux premiers que sont le sabot et la roue. Ce troisième corps qui prend un sens matériau et un sens cinématique constitue avec les deux premiers, accompagnés du mécanisme assurant le frottement, le triplet tribologique qui doit être considéré lors de l'étude de tout phénomène tribologique [38]. Selon la nature de la matrice, les matériaux composites sont classés et divers renforts sont associés à ces matrices. Seules certaines associations entre matrices et fibres sont possibles et ont actuellement un usage industriel. Les composites les plus utilisés sont : [39].

1 Les composites à matrices organiques (CMO) : qui constituent, de loin, les volumes les plus importants aujourd'hui à l'échelle industrielle.

2 Les composites à matrices céramiques (CMC) : Les composites à matrice céramique (CMC) sont actuellement développées pour diverses applications à haute température, y compris les turbines à gaz. Ces dernières années sont apparus les disques en céramique, qui ont des capacités thermiques élevées, une bonne résistance mécanique à haute température et des taux d'usures moins élevés que la fonte grise. Leur utilisation reste cependant limitée en raison de leur fragilité et leur faible résistance à la rupture et les difficultés dans la fabrication des pièces de formes complexes. Des conceptions avec des revêtements céramiques semblent plus réalistes [40]. Les CMC sont généralement classés en deux catégories de matériaux, l'une à base d'oxyde et l'autre sans oxyde. Les CMC à base d'oxyde sont constituées de fibres d'oxydes et une matrice d'oxyde tels que Al_2O_3 / Al_2O_3 . Les CMC sans base d'oxydes peuvent être constitués de fibres de carbone avec une matrice en carbone (C / C), de fibres de carbone avec une matrice de carbure de silicium (C / SiC) et aussi de fibres de carbure de silicium avec une matrice de carbure de silicium (SiC / SiC). Les composites CMC sont fabriqués par plusieurs procédés. L'architecture des fibres varie d'un matériau à l'autre [41].

3 Les composites à matrices métalliques (CMM) : Comme leur nom l'indique, ces composites sont constitués d'une matrice en alliage métallique et d'un renfort en particules. Ils sont conçus pour avoir une bonne ténacité de la matrice en alliage métallique et une bonne résistance mécanique des particules. Ces composites présentent des propriétés isotropes par rapport aux composites à fibres. Ils se distinguent par:

> la disponibilité d'une gamme de renfort à des coûts compétitifs,

> le progrès enregistrés dans le développement des procédés de fabrication de ces composites ayant des microstructures et des propriétés reproductibles.

On essaie actuellement des disques composites où la partie utile en fonte est soutenue par un substrat d'aluminium plus léger. Le renfort est généralement constitué de particules de carbure de silicone SiC. Les composites à matrice aluminium (Al-MMC) ont des rapports module de Young/densité largement supérieurs à ceux des aciers ou des alliages de titane. Le module d'élasticité des composites Al-MMC dépend de la fraction volumique du renfort. Pour ce genre de matériau, les problèmes de dilatation différentielle ne sont pas encore résolus. [6]

I.7 Composition et microstructure des composites à matrice organique : [39]

Un matériau de friction composite à matrice organique conçu pour des applications de type freinage ferroviaire est typiquement composé :

- de fibres qui donnent au matériau ses propriétés mécaniques, thermiques et tribologiques [42-43],
- de particules qui améliorent le coefficient de frottement en l'augmentant (particules abrasives) et en le stabilisant (lubrifiants solides), qui modifient les propriétés thermiques et qui limitent l'usure [44],
- d'une matrice qui assure la cohésion de l'ensemble.

Les constituants les plus utilisés sur les matériaux composites sont :

1- Les renforts :

On rencontre des renforts de différentes natures, synthétiques (polyamides, Kevlar), métalliques (acier, cuivre), minérales (verre, carbone, céramique), organiques (cellulose) qui sont généralement introduites pour remplacer l'amiante. Les fibres minérales et métalliques donnent au matériau ses propriétés mécaniques, thermiques et tribologiques. Les fibres minérales sont formées de silice (SiO₂), d'alumine (Al₂O₃), de chaux (CaO) et de magnésie (MgO). Les fibres métalliques sont constituées d'acier contenant une faible quantité de Mn [43], [45]

2- le Graphite

Les fibres de graphite ou de carbone sont produites à haute température (1000 à 1500 °C) par un procédé de carbonisation de l'un des trois matériaux précurseurs qui sont la rayonne (cellulose régénéré), le brai (issue de résidu du pétrole) et de PAN. Les variétés qui interviennent dans la structure des composites C/C appartiennent aux familles des carbones graphitiques

constitués, essentiellement, par une association d'empilements de couches parallèles d'atomes de carbone formant chacune un réseau hexagonal bidimensionnel. Ces couches sont appelés plans de base ou plans graphitiques. Leurs bords sont appelés surfaces prismatiques. Le graphite hexagonal constitue l'état parfait de cette organisation avec un empilement bi périodique (ABAB...) et parallèle des plans graphitiques. [45]

3- Les particules de lubrifiants, abrasives, métalliques et organiques

Les particules de lubrifiants solides sont d'une part, sous forme de stibnite (Sb_2S_3) et de molybdénite (MoS_2) et, d'autre part, sous forme de graphite. Les particules abrasives sont des particules minérales sphériques (d'un diamètre maximal de 400 μm) de la même composition que les fibres minérales. Les particules métalliques sont en laiton (formes découpées pour des tailles variables pouvant dépasser 1 mm), en cuivre sous forme de sphères ou de particules plus allongées d'une taille moyenne de 100 μm et en étain (particules de faible taille de l'ordre d'une vingtaine de μm). La nature et le dosage de l'ensemble de ces constituants sont le résultat d'un long processus d'élaboration. [45]

I.8 Rôles des constituants sur le comportement du matériau composite [32]

I.8.1 Les liants

Le rôle des liants consiste à l'assurance de la cohésion de l'ensemble des constituants soit au cours de leur mélange (avec un mélange résine-caoutchouc), soit au cours de leur cuisson (avec une résine seule).

I.8.2 Les fibres de renforcement

Les fibres sont utilisées pour améliorer les performances mécaniques, thermiques et tribologiques des matériaux de friction [46]. Elles améliorent la rigidité et la résistance à l'usure et augmentent le frottement. Dans la composition des matériaux de friction, il existe différents types de fibres de renforcement : des fibres minérales (fibres de verre, de roche, céramique), des fibres organiques (fibres de cellulose, d'aramide, de carbone) et des fibres métalliques (acier, cuivre, laiton). La longueur des fibres et leur degré de fibrillation jouent un rôle important dans la résistance mécanique des préformes (mélange des constituants moulé sous pression). En effet, plus la longueur des fibres est grande, plus la charge à la rupture est élevée [47] ; et plus le degré de fibrillation est élevé, plus il est facile de construire un réseau structural tridimensionnel dans le matériau, réseau qui assure à la préforme sa tenue mécanique.

A) Les fibres minérales

sont très utilisées dans les formulations des matériaux de friction. Elles assurent une bonne tenue mécanique associée à un faible impact sur l'environnement [48] ainsi qu'une résistance thermique élevée comparable à celle de l'amiante. Ces fibres ont une faible conductivité thermique et sont ainsi de bons isolants thermiques. Pendant l'étape de moulage à chaud durant laquelle le matériau cuit elles jouent le rôle d'écran entre les constituants (notamment la résine) et les surfaces chaudes du moule, zones privilégiées de formation de cloques (soulèvement hémisphérique de la surface du matériau, sur un diamètre de quelques millimètres à une dizaine de centimètres). La formation des cloques est irréversible, car elle survient pendant la réticulation de la résine. Les fibres minérales permettent ainsi d'éviter le choc thermique, de diffuser progressivement la chaleur du moule dans le volume de la préforme lors du moulage à chaud, minimisant ainsi la dégradation des liants en profondeur.

B) Les fibres organiques, ont l'avantage d'être fibrillés et de constituer ainsi un réseau. Elles permettent de retenir les petites particules et d'assurer un contact intime entre tous les constituants de la formulation du matériau de friction. Cette caractéristique permet également de conférer leur tenue mécanique aux préformes.

De plus, par rapport aux fibres mono filaments, les fibres fibrillés permettent au matériau de friction de présenter des propriétés isotropes.

C) Les fibres métalliques améliorent quant à elles les propriétés thermiques, en particulier la diffusivité thermique, et les propriétés mécaniques notamment la rigidité [49]. Ces fibres favorisent aussi le renouvellement du film de troisième corps et améliorent les performances tribologiques [49] grâce à leur non-abrasivité [51].

D'après le tableau 4 qui présente quelques caractéristiques de ces fibres artificielles et naturelles, ces derniers se défendent très bien et peuvent même rivaliser avec les fibres artificielles.

Tableau 4 Propriétés mécaniques des différentes fibres [39].

Fibres	Masse volumiqu	Diamètre (µm)	Module de traction	Module de Young	Elongation à la rupture
Jute	1,3-1,45	20-200	393-373	13-26,5	7,1-8
Lin	1,5-3	-	45-1100	27,6	2,7-3,2
Chanvre	-	-	690	-	1,6
Ramie	1,5	-	400-938	61,4-128	1,2-3,8
Sisal	1,45	50,200	468-640	9,4-22	3,1-7
Palme	-	20-80	413-1627	34,5-82,51	1,6
Coton	1,5-1,6	-	287-800	5,5-12,6	7,1-8
Coir	1,15	100-450	131-175	4,1-6	15-40
Fibres de verre	2,5	-	2000-3500	70	2,5
Fibres d'acier	2,5	-	4570	86	2,8
Aramide	1,4	-	3000-3150	63-67	3,3-3,7
Fibres de	1,7	-	4000	230-240	1,4-1,8

I.8.3 Les charges

Les charges peuvent être classées en 4 familles : les abrasifs (Al_2O_3 , SiO_2 ...), les modificateurs de friction (caoutchouc, ...), les lubrifiants solides (graphite, coke, ...) et les remplisseurs ($BaSO_4$, $CaCO_3$...) Elles sont présentes le plus souvent sous forme de poudre et parfois sous forme de fibres. Les charges sous forme de poudre sont plus recommandées pour obtenir une résistance à l'usure élevée. [39]

I.8.4 Liaison Fibres/matrice

Sur la base du rôle des constituants, il se déduit que ce paramètre est l'un des plus importants dans la détermination de la résistance d'un composite à l'usure. La liaison fibre/matrice est aussi dépendante de plusieurs autres paramètres à savoir la nature des fibres et des matrices et leur mise en œuvre. Par ailleurs, puisque la majorité des composites sont densifiés sur plusieurs cycles et parfois avec des matrices différentes, l'interface matrice/matrice n'ayant jamais fait l'objet d'une

étude particulière peut aussi constituer un paramètre non négligeable de même ordre d'importance que l'interface fibre/matrice. [39]

I.8.5 Procédé de fabrication des matériaux composites à matrice organique

Le procédé conventionnel pour la fabrication des matériaux de friction à matrice organique comprend quatre étapes principales : le mélange des constituants, le préformage sous pression à froid pour obtenir une préforme manipulable, le moulage à chaud sous pression pour donner sa cohésion au matériau et la post cuisson pour terminer la cuisson de la résine et relaxer les contraintes résiduelles. Certains procédés de fabrication plus spécifiques présentent d'autres étapes : un préformage sous pression à chaud pendant une courte durée ne dépassant pas 1 min, un traitement thermique ou une étape dite "scorching" où le matériau est chauffé à une température très élevée après l'étape de post cuisson. [39]

I.8.6 Caractéristiques exigées pour le choix du matériau composite [31]

Les matériaux composites employés pour la fabrication des semelles de frein doivent garantir un facteur de frottement maintenu constant aux diverses conditions de fonctionnement sur une grande plage de températures. En effet, ils doivent résister à la dégradation thermique pour limiter la baisse du facteur de frottement à haute température. Le Tableau 5 illustre une classification diversifiée des caractéristiques requises pour les semelles de frein. Il s'agit des caractéristiques d'ordre tribologiques, mécaniques, thermiques, physiques et l'aspect économique.

Tableau 5 : Caractéristiques requises pour un matériau de sabot de frein

caractéristiques tribologiques	caractéristiques mécaniques	caractéristiques thermiques
Valeur du facteur de frottement Stabilité du facteur de frottement Résistance à l'abrasion Non-bruyance	Résistance à la traction Compressibilité Résistance à la flexion Résilience	Réfractarité Conductivité thermique
aspects économiques	caractéristiques physiques	Autres caractéristiques
Faiblesse du coût des constituants Faiblesse du coût de fabrication	Dispersion des constituants Porosité	Sans risque pour la santé Sans risque pour l'environnement

1. Caractéristiques thermiques

La conductivité thermique des garnitures de frein joue un rôle important dans l'amélioration de leurs performances en freinage. Pour maintenir un niveau adéquat de frottement, un matériau de garniture de frein doit avoir une conductivité suffisante pour limiter l'augmentation excessive de la température amenant à la dégradation du matériau et abaisser les gradients thermiques. Par contre, une conductivité trop élevée peut avoir un effet néfaste sur les pièces constituant le frein. Cette propriété est une fonction de la nature des ingrédients et de la porosité, elle varie donc avec la composition et le processus de fabrication.

2. Caractéristiques tribologiques

La notion de circuit tribologique et les débits de troisième corps qui lui sont associés ont été introduits par Yves Berthier [Berthier 36]. Ils permettent l'alimentation du contact nécessaire à la formation et au renouvellement du troisième corps. Le circuit tribologique est ainsi composé de débits sources (1) qui représentent la production de particules et de débris qui constituent le troisième corps, de débits internes (2) qui définissent la circulation du troisième corps à l'intérieur du contact et de débits externes constitués des particules qui sortent du contact.

3. Caractéristiques physiques

Quelques propriétés du matériau composite à matrice organique sont présentées dans le tableau 6. Ces données ont été fournies par le fabricant ou mesurées spécifiquement au cours de différentes études menées au laboratoire [6].

Tableau 6 : Propriétés du matériau composite à matrice organique

	à 20°C	à 250°C
Masse volumique (kg.m⁻³)	2500	2300
Capacité thermique massique (J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	500	450
Conductivité thermique (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	12	10
Effusivité (kg.K ⁻¹ .s ^{-1/2})	3872	3217
Module d'Young (MPa)	3000	2200

A) Résistance à la compression [31].

Mouna Baklouti a réalisé des essais de compressions sur des échantillons du matériau composite organique prélevés des garnitures de frein dans le sens normal et dans le sens tangentiel. La caractérisation mécanique du matériau de garniture de frein par des essais de compression est effectuée en premier lieu jusqu'à la rupture des échantillons.

Les échantillons sont prélevés dans les directions transversale et normale par rapport au plan de la plaque. Cinq mesures sont réalisées pour chaque direction de prélèvement. Les pions sont cylindriques de diamètre 14 mm et d'épaisseur 16 mm. Les courbes de compression conventionnelles des échantillons prélevés dans les deux directions présentent l'évolution de la contrainte en fonction de la déformation. Les valeurs sont issues de l'enregistrement de l'effort par la cellule de la machine de traction et du déplacement par les capteurs de la machine.

Une première série d'essais de compression a été menée jusqu'à rupture (Figure 23)

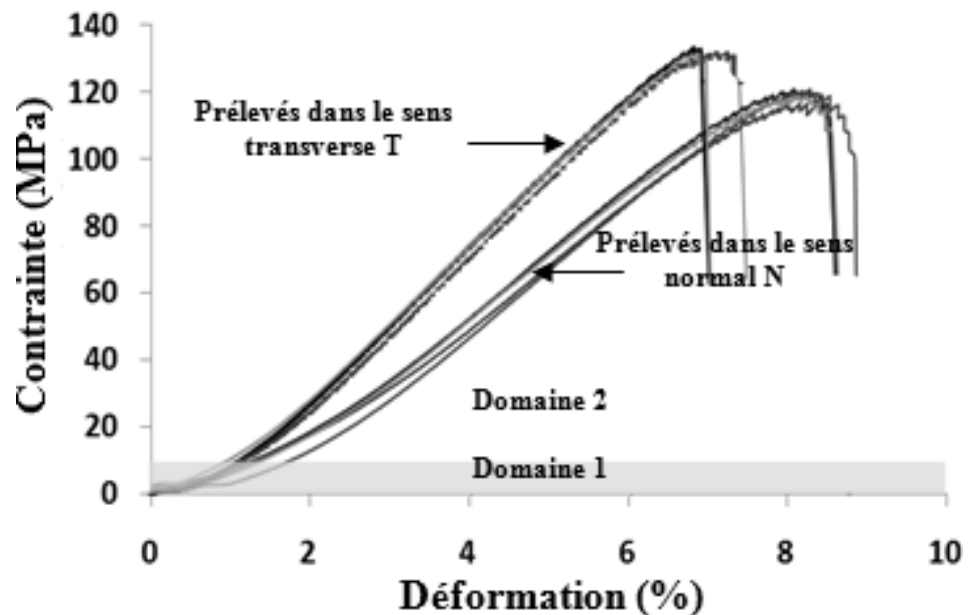


Figure 23 : Courbes de compression à rupture pour les échantillons prélevés dans la direction normale et transversale au plan de la garniture industrielle.

Ces courbes de compression à rupture ont permis de mettre en évidence le comportement anisotrope du matériau. Cependant, en conditions de freinage, la pression appliquée à un matériau de garniture de frein ne dépasse pas 10 MPa.

B) Mesure de la densité [31]

La mesure de la densité est obtenue en utilisant la poussée d'Archimède. On utilise une balance dont le plateau est muni d'un fil permettant de suspendre les échantillons et de les immerger dans l'eau. Des pesées des échantillons de chaque garniture fabriquée sont effectuées d'abord dans l'air. Une deuxième pesée est effectuée quand l'échantillon est attaché au fil suspendu et l'ensemble est immergé dans l'eau. La densité est obtenue en divisant la masse de l'échantillon par son volume. Cependant la densité mesurée n'atteint pas la densité théorique à cause des porosités fermées présentes au sein de l'échantillon

C) Résistance à la fatigue

Le comportement en fatigue est l'une des propriétés de conception les plus importantes pour les structures porteuses primaires destinées à une utilisation à long terme pour les composites. Cependant, seules quelques études sur le comportement en fatigue des matériaux composites ont été rapportées.

I.9 Analyses sur l'identification et l'utilisation de semelles de frein en matériaux composites et caractérisation du comportement

Les matériaux composites à matrices de polymères renforcés avec des fibres de carbone (PRFC) sont connus pour l'excellente combinaison de leurs propriétés mécaniques et thermiques avec leur faible masse. Cependant, leurs propriétés tribologiques restent largement méconnues ce qui limite encore leur utilisation dans les industries aussi bien de grande diffusion que de pointe. Un choix judicieux de matériaux de frottement doit tenir compte de nombreux facteurs très divers comme la sécurité et la durée de fonctionnement, la facilité de remplacement des pièces d'usure, le développement durable, la préservation de l'environnement, le prix de revient. Ainsi, l'utilisation de semelles de frein en matériaux composites intègre en général, des matériaux de friction métalliques comme la fonte, le cuivre, le carbone, les oxydes métalliques et un abrasif en silice et engendre souvent des odeurs de caoutchouc brûlé lorsque le freinage est violent [1]. Amalgamée à l'aide d'un liant en résine synthétique, l'utilisation des semelles de frein en matériaux composites tend à se substituer à celles de l'acier ou des alliages métalliques et pourrait contribuer de façon sensible à réduire et à limiter la signature acoustique des trains de fret [27-28]. Les progrès importants réalisés sur ces semelles

composites ont permis de réduire leur forte sensibilité à l'humidité et de généraliser leur utilisation sur de nombreux matériels et systèmes mécaniques [29-30]. Cependant, il faut noter que les semelles en matériaux composites restent encore sujettes aux inclusions métalliques comme les particules arrachées à la roue, ce qui les rend ensuite plus agressives vis-à-vis de cette dernière. Leurs capacités thermiques encore faibles limitent leur utilisation à des applications nécessitant des niveaux d'énergie moyens [28]. Les phénomènes physiques mis en jeu en freinage et les interactions entre eux, ainsi que la nature transitoire du freinage lui-même en complexifient l'étude. Afin d'améliorer le contact frottant composite-acier lors des freinages et de réduire les gradients thermiques correspondants, une optimisation de la structure et de la forme d'une garniture de frein a été adoptée par N. Benseddiq [30] qui a abouti à la conception d'une nouvelle garniture multicouche. Grâce à des investigations expérimentales basées sur la mise en place d'un outil numérique (algorithme) qui vise à intégrer l'interaction des phénomènes physiques mis en jeux (variation de la surface de contact du freinage, la résistance thermique du contact, l'usure et la dissipation énergétique) les variations de la température de la face de frottement lors du freinage a été maîtrisée. M. Baklouti [31] adopte une démarche expérimentale basée sur la composition d'un matériau composé d'un nombre réduit de constituants pour définir le rôle de chacun de ces constituants dans la performance de freinage. Des essais d'usure complémentaires aux essais de freinage ont ainsi été mis au point en considérant des sollicitations représentatives des situations de freinage poids lourd. Les travaux sont focalisés sur la compréhension des liens entre le matériau, sa microstructure, ses propriétés, le comportement tribologique et les mécanismes de frottement et d'usure. Cette étude a permis la compréhension du rôle des constituants sur les performances de freinage pour l'amélioration des matériaux composites, notamment les particules de laiton, par leur fonction de plateau primaire, ainsi que les fibres de verre qui par leur orientation parallèle au glissement, peinent à piéger le troisième corps dans le contact. Ces deux constituants rigidifient le matériau et limitent son anisotropie. La norme utilisée pour la tamisation est NF EN933-1. N. Hentari [32] adopte une stratégie consistant à exploiter des matériaux « modèles » ayant une formulation différente et à exercer des tests pour franchir la complexité des formulations industrielles. L'objectif visé est la compréhension des phénomènes qui apparaissent au cours du frottement avec une attention particulière à leurs performances. Cette étude a permis de comprendre l'influence des procédés de fabrication (moulage à chaud et post cuisson) sur les performances des matériaux de friction à matrice organique ainsi que les axes d'amélioration possibles. La norme utilisée pour la détermination des matières solubles dans l'acétone est NFT 51-004 AFNOR et pour la tamisation est NF EN933-1. A Bulthé [33] décompose autant que possible les phénomènes. Il complète ainsi les essais de freinage par des essais de frottement sur un tribomètre couplé à un spectromètre, eux-mêmes complétés par une étude de la dégradation physicochimique

avec la température du matériau composite organique. Cette étude a permis de revoir la formulation industrielle du matériau composite ainsi que l'impact de l'oxydation sur la dégradation de la matrice organique. Pour la détermination de la microstructure, la norme utilisée est la Norme Afnor NF A 32-100 et ISO 945. De très nombreuses matières de frottement ont été essayées pour confectionner les sabots qui ont à frotter sur la roue, elle-même constituée d'un acier dont le choix est pratiquement indépendant du problème du freinage. La fonte est un matériau de frottement très peu coûteux, facile à élaborer et à mettre en forme, et dont l'influence sur l'acier des roues est peu nocive. Toutefois son usure est assez forte et ses caractéristiques de frottement ne sont pas entièrement satisfaisantes. En effet son coefficient de frottement est assez bas (de l'ordre de 0.1) et varie fortement en fonction de la vitesse, d'une part, et de la pression d'application, d'autre part. Par contre ce coefficient de frottement n'est pratiquement pas influencé par la présence d'eau ce qui permet d'avoir une bonne constance des performances de freinage quelles que soient les conditions atmosphériques. La fonte initialement utilisée à la SNCF était le P14 (1.4% de phosphore). Cette nuance présente une usure moins importante et un coefficient de frottement plus élevé que la fonte classique mais aussi une certaine fragilité. Les semelles en fonte P10 s'usent rapidement, en particulier sur les matériels de banlieue pour lesquels les arrêts sont fréquents, certains réseaux utilisent des semelles en fonte P30 qui s'usent deux fois moins vite que les P10. Mais le phosphore augmente la fragilité de la fonte, aussi la solidité mécanique de la semelle a été obtenue en noyant dans la fonte une armature spéciale en métal. Les semelles frittées ont essentiellement été créées pour pallier la baisse de coefficient de frottement sous humidité des semelles composites. Le coefficient de frottement est le même que celui des semelles composites mais il est pratiquement indépendant des conditions atmosphériques. Ces matériaux frittés sont constitués de poudres métalliques, essentiellement du cuivre ou du fer et comportent des éléments d'addition tels que les carbures qui permettent d'ajuster le coefficient de frottement du graphite, des silicates, du molybdène, de l'étain et du nickel. Le produit est élaboré par mise en forme (moulage sous presse), frittage (micro fusion) et forgeage. Les matériaux frittés à base de bronze présentent une meilleure constance dans le coefficient de frottement mais confèrent une adhérence moins bonne que les matériaux frittés à base de fer et un coût de revient cher. Un autre avantage du matériau fritté est la tenue en température qui dépasse largement les températures admissibles par les matériaux composites, et ce tout en conservant un coefficient de frottement satisfaisant: les semelles frittées sont donc aptes à accepter des freinages à haute énergie (en vitesse ou en freinage de maintien). Cependant, ces semelles sont très agressives vis-à-vis la table de roulement de la roue lors des conditions sévères de freinage. Le tableau 7 regroupe des données des distances d'arrêt d'une locomotive comparant des freinages avec des semelles frittées et des semelles en CC.

Tableau 7 : Distance d'arrêt d'une locomotive diesel ayant une vitesse initiale de 30km/h.

Essais simulant la présence de neige	Semelles frittées	Semelles CC
En conditions normales	56 m	52 m
En conditions particulières	56 m	99 m

I.10 L'emploi des composites carbone carbone CC de type organique et leur frottement [1]

Le choix d'un matériau de frottement est aujourd'hui considéré à juste titre comme un problème d'optimisation de l'équilibre entre des qualités qui sont souvent contradictoires. Il faut signaler que de nombreux matériaux comme le plomb, l'amiante ou le cadmium dotés de propriétés tribologiques très intéressantes sont désormais de plus en plus interdits à cause principalement de leur toxicité et des risques majeurs qu'ils peuvent causer à l'espèce humaine et à l'environnement. La recherche de solutions de substitution qu'il faudra toujours confronter aux dures réalités du service est aujourd'hui indispensable. Un choix judicieux de matériaux de frottement doit tenir compte de nombreux facteurs très divers comme la sécurité et la durée de fonctionnement, la facilité de remplacement des pièces d'usure, le développement durable, la préservation de l'environnement, le prix de revient.

Pour être menée à bien, une analyse d'avarie doit disposer de renseignements sur l'accident, de pièces à convictions, d'échantillons correctement prélevés et repérés. Elle s'intéresse à l'ensemble de la genèse d'un organe de machine ou une pièce d'usure :

- la conception qui découle des spécifications fonctionnelles
- la réalisation de la pièce, des approvisionnements aux finitions
- les contrôles effectués tout au long de la gamme de fabrication
- les conditions d'utilisation.

L'analyse vise à remettre en cause les choix, les calculs, les procédures et les gammes. Cependant, un nombre important d'expertise ne peut aboutir faute d'insuffisance d'informations ou par manque de moyens et d'équipements adéquats. De ce point de vue, le diagnostic adopté dans cette

étude est basé sur une démarche fondée sur trois types d'essais. Le premier s'effectue en ligne afin de déduire les probabilités de la défaillance et les causes possibles. Le second est une analyse du matériau pour conclure si ce dernier est conforme ou pas à la réglementation UIC n° 541-4 [11] de l'année 1990. Le troisième est un test de résistance de sabot et qui est une méthode d'homologation de ce type de semelle d'après la réglementation UIC n° 541-4 de l'année 2006. [11]

Il est clair que ce choix des matériaux pour tout système industriel ou structure mécanique reste une tâche importante et très complexe car il conditionne non seulement le succès du produit mais aussi son rapport cout/performance sur toute la durée de vie d'exploitation utile. Ainsi, Benbrinis et Redjel [1] dans une étude exhaustive dresse un état de l'art exhaustif sur l'utilisation de semelles de frein en matériaux composites amalgamée à l'aide d'un liant en résine synthétique, ne générant pas de crissement au freinage tout en limitant le dépolissage des tables de roulement des roues, génératrices de bruit fort lors des circulations tend à se substituer à celles de l'acier ou des alliages métalliques et pourrait contribuer de façon sensible à réduire et à limiter la signature acoustique des trains de fret. Il est à noter que la semelle en matériau composite intègre en général, des matériaux de friction métalliques comme la fonte, le cuivre, le carbone, les oxydes métalliques et un abrasif en silice et engendre souvent des odeurs de caoutchouc brûlé lorsque le freinage est violent.

Parmi les matériaux en progrès constant, le composite carbone carbone C/C de type organique qui possède de bonnes propriétés mécanique et tribologique commence à être très employé dans la fabrication des semelles de frein (figure 24).

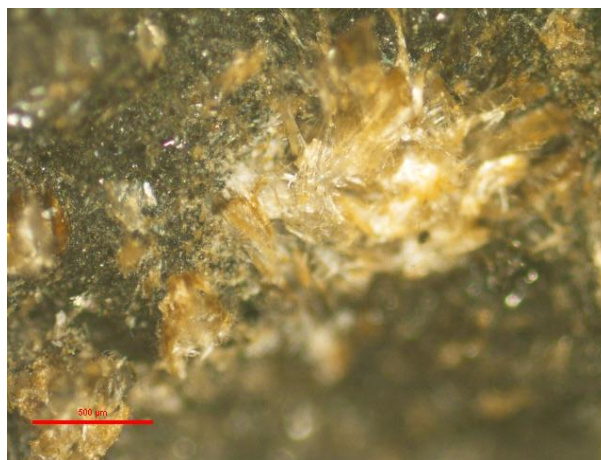


Figure 24 : vue microscopique de la structure composite avant rupture (500 µm)

Cependant, les phénomènes d'oxydation le dégradent dès que la température dépasse les 500 degrés. Des travaux récents soulignent l'importance des propriétés thermiques des composites

C/C 2D ou 3D dans leurs performances en simulation de freinage. Il faut signaler que les travaux relatifs aux simulations de freinage restent très peu nombreux. Ces travaux se limitent à des études quasi-industrielles ayant surtout pour objectif de tester des matériaux différents dans des conditions se rapprochant de la réalité et de comparer leurs comportements tribologiques notamment de point de vue de la variation du frottement et du taux d'usure.

J.D. Chen et al. [52] étudiant l'influence de la vapeur d'eau sur une variété de composites, montrent que plus l'humidité relative est élevée, plus la transition vers un régime de frottement haut est retardée. Les taux bas d'humidité relative conduisent alors à un taux d'usure et à un frottement tous les deux plus importants lors de la stabilisation de ce dernier après la transition. B.K. Yen [53] montre à partir d'essais de frottement avec un système pion/disque à très faible vitesse et sous une atmosphère contrôlée que la structure des matériaux intervient peu sur le comportement tribologique de base de ces derniers. Il confirme encore que la structure anisotrope du graphite et son aptitude au clivage n'expliquent pas son frottement faible dans l'air. D'autre part, il rapporte aussi que la vapeur d'eau joue un rôle de lubrifiant pour les matériaux carbonés. F.M. Kustas et al. [54] remarquent que le frottement des composites C/C 3D à la température ambiante sous vide est très faible par rapport au frottement obtenu avec l'essai de référence alors que le frottement sous vide à 1000°C s'est avéré aussi élevé que ce dernier. Les gaz résiduels dans leur chambre à vide sont responsables du faible frottement à température ambiante. A 1000°C ces contaminants ne jouent plus leur rôle de lubrifiants. Les effets de la mise en œuvre sur les mécanismes de fissuration et de déformation de composites C/C stratifiés sous sollicitations uni axiales de compression et de cisaillement ont été étudiés expérimentalement par K. Anand et V. Gupta [55] qui constatent une grande dépendance des propriétés mécaniques relatives au nombre de cycles d'imprégnation par carbonisation et aux différents traitements thermiques. L'analyse des travaux concernant le frottement des composites C/C révèle des similitudes avec ceux concernant les graphites (régimes de frottement bas et haut avec l'existence d'une transition brutale). En général, l'approche adoptée pour l'analyse des mécanismes physiques de frottement et d'usure repose sur le concept de tribologie à trois corps. Ce concept introduit dans les années 1970 par M. Godet [56], puis développé par Y. Berthier [36-37] met en jeu un troisième corps formé entre les deux premiers que sont le sabot et la roue. Ce troisième corps qui prend un sens matériau et un sens cinématique constitue avec les deux premiers, accompagnés du mécanisme assurant le frottement, le triplet tribologique qui doit être considéré lors de l'étude de tout phénomène tribologique. Ainsi, les progrès importants réalisés sur les semelles composites ont permis de réduire leur forte sensibilité à l'humidité et de généraliser leur utilisation sur de nombreux matériels et systèmes mécaniques. Il faut néanmoins noter que les semelles en matériaux

composites restent encore sujettes aux inclusions métalliques que sont les particules arrachées à la roue, ce qui les rend ensuite plus agressives vis-à-vis de cette dernière. Leurs capacités thermiques encore faibles limitent leur utilisation à des applications nécessitant des niveaux d'énergie moyens

Chapitre II

METHODOLOGIE EXPERIMENTALE

II-1 Matériau constituant les sabots

Le produit constituant les sabots utilisé par la SNTF est un matériau composite carbone / carbone désigné sous l'appellation « C/C » c'est-à-dire constitué d'une matrice en carbone massif renforcée par des fibres, elles-mêmes en carbone. La complémentarité et la combinaison des qualités de chacun des composants que sont les fibres et la matrice devrait conférer au matériau global des performances mécaniques et thermiques intéressantes. Les figures 25 et 26 montrent respectivement des schémas du sabot de frein en matériau composite utilisé par la SNTF et une prise des éprouvettes de la semelle de frein. [11]

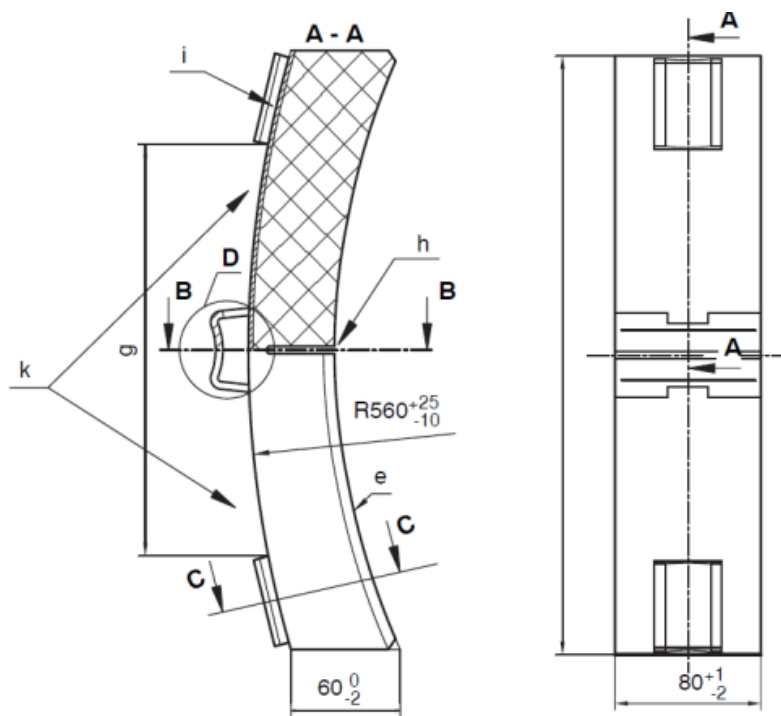


Figure 25 : schéma du sabot de frein

II-2 protocole expérimental et méthodologie adoptée

II-2.1 Introduction

Une caractérisation physico mécanique du matériau de base qu'est le composite C/C est investiguée expérimentalement et a permis de mesurer la masse volumique, le coefficient de frottement, les duretés et la résistance à la compression de ce matériau. La stratégie adoptée a consisté à décomposer et à étudier séparément les phénomènes. Ainsi, la démarche de conduite du diagnostic adoptée dans cette étude se base sur deux types de protocoles d'essais. Le premier s'effectue en ligne afin de déduire les probabilités des types des usures et les causes possibles. Le second est un test de résistance des sabots de freins sous des sollicitations sévères correspondant à des conditions d'exploitation dégradée. Ce test représente une méthode d'homologation de ce type de semelle conformément aux normes UIC 2006 en vigueur [5-6]. Ces essais sont renforcés par des essais de frottement sur un tribomètre. Ces investigations sont complétées par une étude de caractérisation mécanique des performances du composite C/C. [1]

II-3 Protocole de caractérisation physico mécanique

L'objectif de la mesure des caractéristiques physiques et mécaniques est une identification partielle du matériau pour être certain, lors des contrôles de réception ou des vérifications ultérieures, que ces caractéristiques ne se sont guère modifiées et que le matériau utilisé correspond au matériau homologué de part la nature des matrices et des renforts. Ces caractéristiques fournissent des informations intéressantes pour l'utilisation du matériau. [1]

II-3.1. Mesure de la masse volumique

Deux méthodes ont été utilisées pour la mesure de la masse volumique m_v : la méthode classique et la méthode du pendule. Cette dernière consiste à suspendre l'éprouvette au crochet du bassin d'une balance au moyen d'une ficelle mince et son poids dans l'air est déterminé avec une précision de 1 mg. L'éprouvette est ensuite suspendue librement dans de l'eau à une température comprise entre 18 °C et 24 °C, puis pesée une nouvelle fois. Il faut signaler qu'avant le pesage, les bulles d'air adhérant à l'éprouvette sont éliminées, ce qui peut être facilité par la présence de traces de détergent dans l'eau. Dans ce cas la masse volumique est donnée par le rapport entre le poids dans l'air et la différence entre le poids dans l'air et celui dans l'eau. [11]

II-3.2 Mesure de la dureté Rockwell

Les éprouvettes pour l'essai de dureté Rockwell sont d'abord préparées par découpage d'un échantillon de 40 x 40 mm de la garniture à l'endroit spécifié sur la semelle. Elles subissent par la suite un usinage du dos jusqu'à la disparition de toute la tôle, support et l'obtention d'une surface lisse parallèle à la surface supérieure de freinage. L'essai de dureté Rockwell est effectué de façon classique conformément au procédé A de la norme ASTM D 785-65. La norme NF EN ISO 6508-1 est aussi utilisée pour ce type d'essai. Ce dernier consiste à imprimer, en deux temps, dans la couche superficielle de l'éprouvette, un pénétrateur qui est un cône en diamant à un angle de 120° et d'extrémité sphérique de diamètre 0,2 mm et à mesurer l'accroissement rémanent de la profondeur de pénétration par une lecture directe. L'utilisation du cône permet d'éviter une dispersion importante. Ces indices Rockwell peuvent se lire directement sur le cadran gradué. Ainsi, après la mise en place de l'éprouvette sur l'appareil (figure 28), il est procédé en moins de 10 secondes à l'application de la charge minimale de 10 kgf (98,0665N) en remettant à zéro la petite aiguille du cadran de l'appareil. La grande aiguille est pour sa part réglée sur (B) 30 sur l'échelle graduée correspondante de l'appareil. Le cône s'enfonce d'une profondeur e_0 . [58].

Dans les 10 secondes suivant l'application de la charge minimale et immédiatement après le positionnement du cadran, la charge est accrue à partir de la charge minimale 98 N jusqu'à la charge maximale 588 N. La charge maximale est ensuite retirée après 15 secondes et la charge ramenée à la valeur minimale. Le cône remonte et se stabilise à une profondeur e_2 . Ces indices Rockwell peuvent se lire directement sur le cadran gradué. La dureté Rockwell C désigné par HRC s'exprime par un nombre sans dimension et est donnée par : $HRC = 500 (100 - (e_2 - e_0))$. Trois tests ont été appliqués pour chaque échantillon et la valeur moyenne est adoptée pour la caractérisation. Dix échantillons ont été expérimentés. La norme allemande DIN 50-150 a établi un abaque spécifique permettant de déduire les duretés Brinell (HB) et Vickers (HV) par une conversion à partir de la mesure de la dureté Rockwell. Par ailleurs, il existe une relation entre la dureté Brinell HB et la résistance à la rupture en traction R_m . Pour les aciers au carbone : $R_m = 3.5 HB$. [58]



Figure 28 : appareil utilisé pour la mesure classique de la dureté

II-3.3 Test tribologique d'usure

Afin de mieux comprendre et identifier les mécanismes d'endommagement qui se produisent sur les dispositifs industriels des sabots de freins lors des trajets, des tests tribologiques simulant l'usure ont été réalisés sur un tribomètre à pion-disque CSM+ à module/version 4.4U doté d'un affichage numérique. Le taux d'acquisition est de 10 Hz. L'ensemble du dispositif relié à un microordinateur présente les résultats de la variation du coefficient de frottement en fonction des trois paramètres que sont le temps, le déplacement et le nombre de tour. Les essais sont réalisés à la température de 25 °C dans un environnement caractérisé par une humidité relative de 50% et sont compatibles avec les normes DIN 50324, ASTM G99 et ASTM G133. Le taux d'usure pour l'échantillon est calculé en déterminant la perte de volume par unité de distance parcourue. Les échantillons de forme cylindrique, de diamètre 20 mm et de hauteur 15 mm sont mis en contact avec une bille montée sur un bras élastique. Chaque échantillon subit un déplacement rotatif (figure 29). La faible déflexion du bras permet de déterminer les forces tangentielles et par conséquent le coefficient induit par ce déplacement. Le suivi du coefficient de frottement et de l'usure est un aspect essentiel dans la compréhension des mécanismes d'endommagement qui se produisent sur des dispositifs industriels comme les sabots de freins. [59]

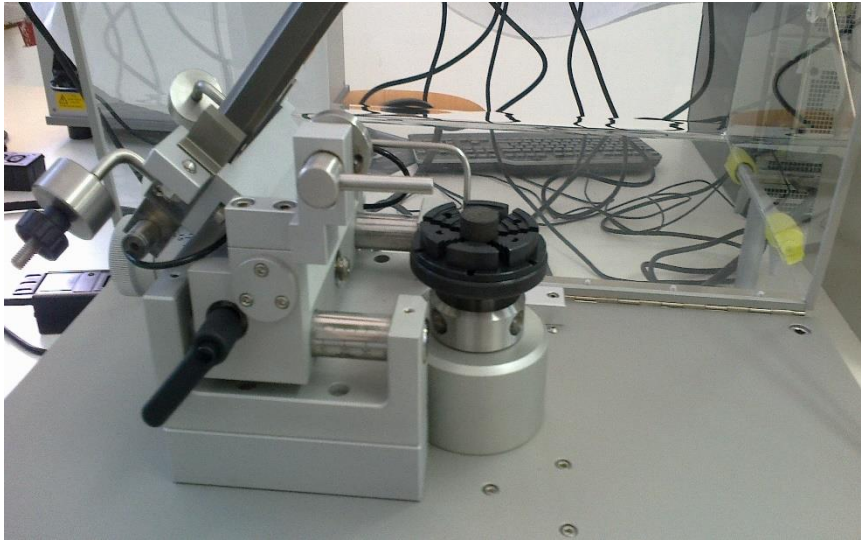


Figure 29: dispositif tribologique

II-3.4 Mesure de la résistance à la compression : dispositif de compression

Les éprouvettes destinées à la caractérisation en compression du matériau ont été prélevées dans les semelles et conditionnées immédiatement avant les essais durant trois jours à une température de 23 ± 2 °C et à une humidité relative de 50 ± 5 %. Il est à signaler qu'après l'usinage des éprouvettes, il a été remarqué une très mauvaise odeur due à la possibilité de la présence de l'amiante ou d'autres substances ainsi qu'à une attaque de l'outil par le matériau composite qui est dur. Deux types d'éprouvettes ont été utilisés pour la compression : des éprouvettes cubiques de $4 \times 4 \times 4$ cm³ et des éprouvettes cylindriques de 2.5 cm de hauteur et de 2 cm de diamètre conformes aux prescriptions normatives EN 12350-1, EN 12390-1, EN 12390-2 et EN 12504-1 (Figures 30-31). Le diamètre et la hauteur des éprouvettes sont mesurés avec une précision de 10 µm. [58]

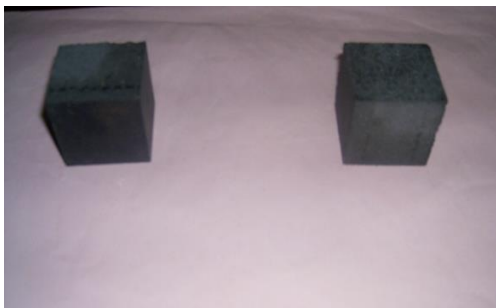


Figure 30 : éprouvettes cubiques



Figure 31: éprouvettes cylindriques

Les éprouvettes sont centrées sur le plateau inférieur de la machine de compression avec une précision de 1 % de la dimension nominale pour les éprouvettes cubiques et du diamètre pour les éprouvettes cylindriques. Les éprouvettes sont soumises à l'essai d'écrasement conformément à la norme ASTM D695 sur une machine de compression de marque Digitec à affichage digital. La vitesse de chargement est constante et est de l'ordre de 15000 KN/s appliquée sans choc avec un accroissement de façon continue et une force de départ de 10 KN. L'essai est mené jusqu'à la rupture complète de l'éprouvette. La figure 32 montre le dispositif utilisé. [11]



Figure 32 : dispositif utilisé en compression

II-4 Diagnostic des usures et protocoles expérimentaux des essais en service

La démarche de conduite du diagnostic adoptée est basée sur des essais s'effectuant en ligne afin de déduire les probabilités des types de l'usure et les causes possibles. L'allure de conduite du diagnostic adoptée dans cette étude est basée sur deux types d'essais : le premier s'effectue en ligne afin de déduire les probabilités des types de l'usure et les causes possibles, le second est un test de résistance des sabots qui est une méthode d'homologation de ce type de semelle d'après les normes UIC 2006. [25]

2.1.1. Semelles pour essais

Il est important de signaler que les semelles utilisées pour les essais doivent impérativement présenter les dimensions du modèle original correspondant à la production en série. Chaque programme est effectué avec des semelles neuves du même lot de fabrication. La composition du matériau constitutif des semelles composites a été choisie de façon à assurer le meilleur compromis entre les caractéristiques de frottement, l'agressivité vis-à-vis de la table de roulement de la roue, l'influence sur l'adhérence roue/rail, la compatibilité avec les installations de signalisation (circuits de voie), l'usure et la durée de vie des semelles composites ainsi que les autres exigences vis-à-vis de l'évaluation de conformité. Au cours des essais en ligne, on ne doit observer sur les semelles ni flammes, ni exsudation du liant, ni crissements permanents, ni fortes odeurs. De plus, les semelles ne doivent ni s'effriter ni se délaminer sur une surface importante et elles ne doivent pas présenter d'avaries entravant leur résistance mécanique.

2.1.2. Conditions des essais en service

Les essais en service ont été réalisés sur un nombre de 32 wagons dotés de freins de conceptions différentes et évoluant dans des conditions atmosphériques variables, pendant plusieurs navettes sans interruption et ce sur un parcours minimum de 425 Km sur un même véhicule. Ces essais en service doivent permettre de prouver que la semelle composite en question est utilisée dans les conditions indiquées dans la demande d'évaluation de conformité, qu'elle n'occasionne pas de détérioration aux roues et qu'elle n'induit pas de perturbation dans la circulation des trains.

2.1.3. Classification des usures

Il convient de vérifier dans le cadre d'essais en service auprès des membres de l'UIC, le comportement satisfaisant des semelles composites dans les domaines suivants :

- évolution de l'usure,
- tendance à la formation d'inclusions métalliques,
- naissance d'amorces de fissures, de déchirements, de décollages et d'écaillages,
- fréquence d'apparition des avaries de roues,
- agressivité vis-à-vis de la table de roulement des roues,
- état de surface pertinent des roues au plan acoustique.

Ces essais en service ont fait l'objet d'un rapport détaillé. Pour mener à bien cette analyse, chaque observation a été symbolisée comme suit :

- A : Usures sur un seul coté du sabot
- B : Usure acceptable (conforme)
- C : Fissure anormale ou cassure
- D : Décollage du composite de l'armature métallique de la semelle
- X : Usure très avancée au delà de la limite d'usure
- Y : Inclusion métallique sur la roue
- Z : Semelle carbonisée ou brûlée

Après chaque parcours d'une rame composée de trente-deux wagons à essieux destinés aux transports de phosphate de Djebel Onk (lieu de chargement) jusqu'à Annaba (poste d'entretien et de remplacement des sabots), les observations des usures constatées sont ainsi relevées selon la classification par symbole et ce pour les deux périodes hivernale et estivale.

Les 32 wagons exploités comprennent 256 sabots. Chaque wagon est équipé de 8 sabots. La figure 33 montre un exemple d'un wagon à essieux utilisé pour le transport du phosphate équipé de 8 sabots aux roues extrêmes.



Figure 33: Exemple de wagon à essieux équipé de 8 sabots aux roues extrêmes

II-5 Tests mécaniques d'homologation des résistances au cisaillement et à la flexion trois points [11].

II-5.1 Résistance au cisaillement

Les essais ont été effectués en adoptant un dispositif utilisant une presse hydraulique comme montré sur les figures (34-35) conformément aux spécifications UIC 2006 [25].



Figure 34 : essai de la résistance du sabot



Figure 35: presse hydraulique utilisée

Une tôle a été placée entre les deux parties de la semelle pour assurer une bonne transmission de l'effort (figure 36)



Figure 36 : Tôle intermédiaire

II-5.2 Résistance à la flexion

Le même dispositif de la presse hydraulique a été adopté pour les tests mécaniques de la résistance à la flexion réalisés conformément aux spécifications de l'UIC 2006, afin de localiser les parties les plus fragiles du sabot composite [6].

Essai de type1 : conformément aux conditions prescrites UIC 2006 portant sur l'application d'un effort de l'ordre de 19 KN pour une semelle de type K [6] et d'une longueur de 320 mm, une semelle composite a été soumise à un effort monotone croissant appliqué par une presse hydraulique (figure 37).



Figure 37 : Application de l'essai de flexion de type 1

Essai de type2 : cet essai permet de définir la cause réelle de la déformation si elle est due à l'entaille qui sépare les deux parties de la semelle ou s'il s'agit d'une mauvaise qualité du matériau (figure 38).



Figure 38 : essai de flexion de type 2

Ces deux essais sont effectués à chaque fois avec de nouvelles semelles. La sollicitation est appliquée de façon monotone à une vitesse de 30 mm/min.

Chapitre III

RESULTATS ET DISCUSSION

III.1 Masse volumique du composite C/C

La masse volumique est donnée par le rapport entre le poids dans l'air et la différence entre le poids dans l'air et celui dans l'eau. Les valeurs mesurées sont :

méthode classique : $m_v = 1,66 \text{ g/cm}^3$

méthode du pendule : $m_v = 1 \text{ g/cm}^3$

Il apparait une divergence assez importante et significative entre les résultats donnés par ces deux méthodes. Le nombre de mesures limité ainsi que la difficulté dans la précision de la deuxième méthode peuvent être une des causes probables de cet écart significatif. Il est cependant intéressant de signaler que la valeur mesurée par la première méthode est très proche de l'ordre de grandeur de celle mesurée par R. Devi et R. Rao [61] sur des composites C/C multidirectionnels densifiés par voie liquide (précurseur non précisé) et qui est de $1,8 \text{ g/cm}^3$ ainsi que de celle obtenue par C. Taylor [62] sur des composites C/C densifiés par différentes voies et qui est de $1,6 \text{ g/cm}^3$.

III.2 Dureté

Le tableau 8 résume les résultats obtenus de mesure de la dureté et des conversions ainsi que l'écart-type et le coefficient de variation relatifs à HRC. [1]

Tableau 8: valeurs mesurées et converties des duretés

Dureté	HRC	HV	HB
Moyenne	35,5	350	333
Écart-type	1,85		
Coef. de variation	5,2%		

Malgré toutes les précautions prises lors des manipulations, les résultats de mesure de la dureté montrent une dispersion. Celle-ci est principalement due au caractère hétérogène du matériau ainsi qu'à son état de surface qu'il est très difficile de rendre parfaitement lisse malgré toutes les opérations de précaution effectuées dans ce sens. Toutefois l'ordre de grandeur de cette dispersion semble être acceptable pour ce type de matériau composite

III.3 Analyse des résultats de la résistance à la compression et discussion

III.3.1 Courbe charge-déplacement en compression du matériau de l'étude

Les figures 39 et 40 montrent des exemples type de relevé du tracé de courbe charge-déplacement obtenus durant l'essai de compression pour les deux types de géométries d'éprouvettes testés. Ces courbes présentent la même allure montrant un comportement linéaire élastique du début de l'application de la sollicitation jusqu'à la rupture totale de l'échantillon traduisant le caractère élastique fragile du matériau. Il est à signaler que les prélèvements des cylindres et ceux des cubes ont été effectués dans des endroits différents sur des semelles différentes.

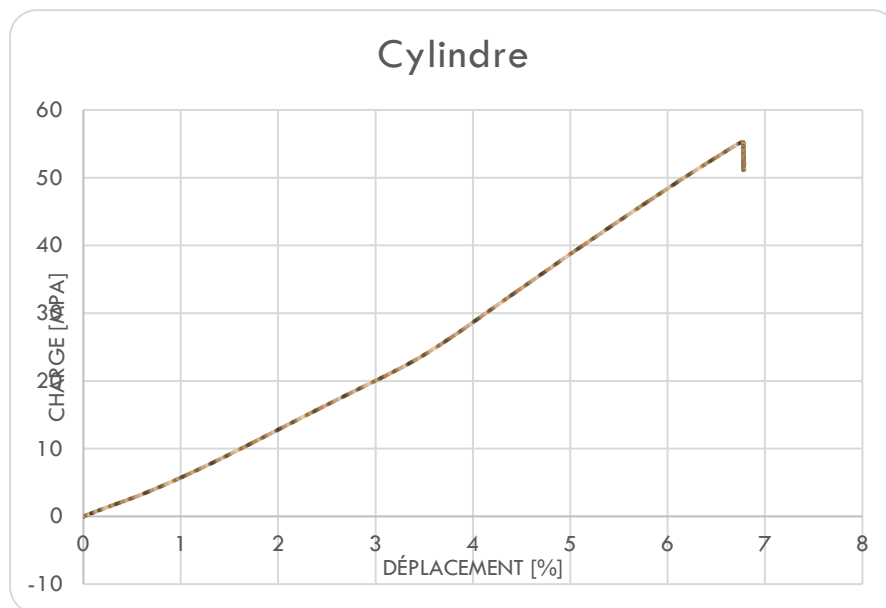


Figure 39 : comportement en compression de l'éprouvette cylindrique

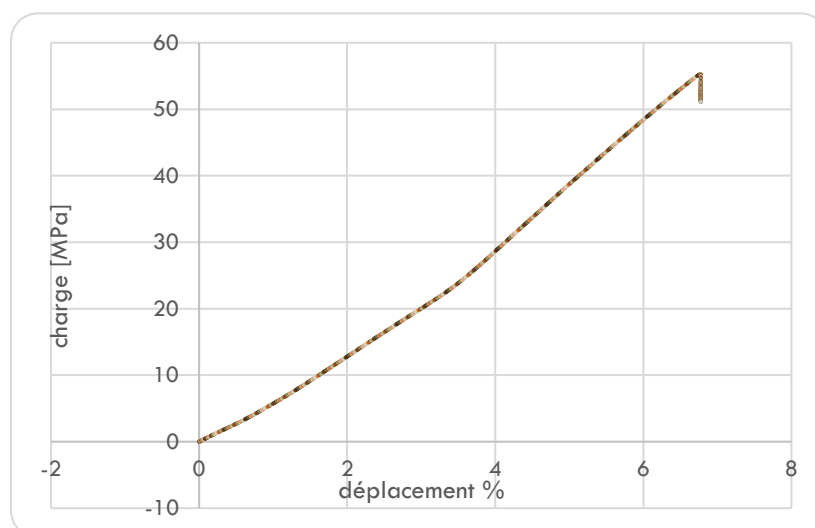


Figure 40 : comportement en compression de l'éprouvette cubique

III.3.2 Contrainte à la rupture

Le tableau 9 résume les résultats de mesure de la contrainte à la rupture moyenne en compression obtenues sur des éprouvettes cubiques et cylindriques, les écarts-types calculés ainsi que les coefficients de variation.

Tableau 9 : Résultats des Résistances à la compression et des dispersions

	Nbre	Résist (MPa)	Ecart.typ(MPa)	Coef.variat (%)
Cylindre	10	85	11	13%
Cube	5	86,5	4,8	5,5%

Comme il apparait, ces résultats se caractérisent par une dispersion due à l'aspect composite du matériau, à la dispersion de l'essai mécanique lui-même ainsi qu'à l'aspect probabiliste de la rupture pour les deux corps d'éprouvettes. Cependant l'ordre de grandeur de cette dispersion reste acceptable dans la mesure où il est cadré dans la plage de celui indiqué dans la littérature pour les matériaux à caractère composite granulaire. Il est important de signaler que les éprouvettes ont rarement des caractéristiques comparables car nominalement elles sont non identiques du fait de l'hétérogénéité au niveau de la microstructure ainsi que de la présence de défauts de différentes dimensions et densités aléatoirement distribués au sein du volume de chaque échantillon et qui sont par conséquent à l'origine de la ruine de ces matériaux. Cette dernière peut alors être déclenchée à différents niveaux de contraintes selon l'orientation, la localisation, la dimension et la densité des microporosités, des inclusions, des discontinuités de fabrication et de la faiblesse des interfaces et se propager par la suite de façon instable.

Les deux géométries indiquent des valeurs comparables. Le rapport entre la valeur donnée par le cylindre et celle donnée par le cube est en moyenne de 0,98 ce qui est satisfaisant. Il est à noter que pour faire une analogie avec le matériau béton ce rapport sur des éprouvettes 15/30 pour le cylindre et sur des cubes de 20 cm d'arête en béton varie de 0,7 à 0,9 et qu'une moyenne de 0,83 est alors adoptée par le comité européen du béton pour ce matériau [58]. Enfin il faut signaler que les valeurs mesurées de la contrainte à la rupture aussi bien sur le cylindre que sur le cube rentrent dans les plages données par les fiches techniques des caractéristiques physiques et mécaniques de ce type de matériau composite C/C relevées dans la littérature scientifique et technique

Malgré leur nombre important les éprouvettes cylindriques affichent une dispersion des valeurs de la résistance plus importante que celles montrées par les éprouvettes cubiques.

III.3.3 Modes de rupture en compression

La figure 41 montre des exemples de mode de ruine des éprouvettes cubiques en compression.



Figure 41 : exemple de rupture du cube

La rupture s'effectue selon des plans obliques avec la formation de deux pyramides tronquées et opposées par la petite base.

Ce mode de rupture est typique sur les éprouvettes cubiques. C'est un mécanisme analogue à celui observé sur les bétons et les matériaux cimentaires et il est surtout conditionné par les forces de frottement que se développent entre les faces de l'éprouvette et les plateaux de la presse et qui sont dirigées à l'intérieur du cube bloquant de la sorte le développement des déformations transversales [64]. La figure 42 schématise ce mécanisme.

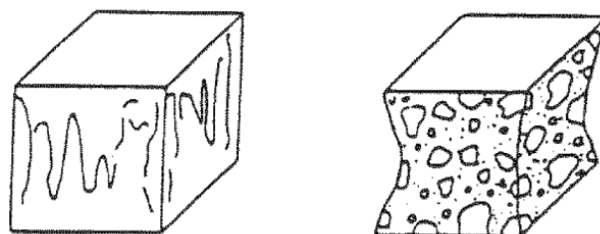


Figure 42 : schématisation du mode de rupture du cube

Le mode de rupture des éprouvettes cylindriques est montré sur la figure 43. Le mécanisme de ruine se caractérise par l'apparition et la formation de lignes de rupture selon des plans parallèles à la

direction de l'effort de compression comme schématisé sur la figure 44. C'est un exemple illustratif d'une rupture correcte du cylindre.



Figure 43 : exemple de rupture du cylindre

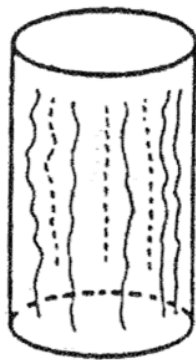


Figure 44: schématisation du mode de rupture du cylindre

III.4 Test tribologique d'usure

Le suivi du coefficient de frottement et de l'usure est un aspect essentiel dans la compréhension des mécanismes d'endommagement qui se produisent sur des dispositifs industriels comme les sabots de freins. Le tableau 10 montre un exemple des conditions et des paramètres du test considéré.

Tableau 10 : Conditions et paramètres du test insérés dans la machine

Composite organique N 1

Echantillon1

référence :
Substrat : 100C6

Mesure tribo1

Paramètres tribologiques

Tribometer module / Version 4.4.U

- Date : 03/06/2014 11:12:04

Acquisition

- Rayon : 4,50 [mm]
- Vitesse lin. : 10,00 [cm/s]
- Force normale : 2,00 [N]
- Condition d'arrêt : 100,00 [m]
- Arrêt effectif : Mètres
- Taux d'acquisition : 10,0 [hz]

Echantillon

- Couche : ECH 1

Partenaire statique

- Substrat : 100C6
- Fournisseur : CSM
- Dimension : 6,00 [mm]
- Géométrie : Bille

Environment

- Température : 25,00 [deg>C]
- Atmosphère : AIR
- Humidité : 50,00 [%]

Echantillon	Partenaire statique	Calculs
Aire de l'usure : 0,0 μm^2	diamètre de la trace d'usure : 0,0 μm	Usure échantillon : 0 $\text{mm}^3/\text{n/m}$
Module d'young : 0,0 gpa	Module d'young : 0,0 gpa	Usure du partenaire : 0 $\text{mm}^3/\text{n/m}$
Coef. de Poisson (Nu) : 0,000	Coef. de Poisson (Nu) : 0,000	Stress herzien max: 0 gpa

Un exemple type de la variation du coefficient de frottement en fonction du temps est illustré par la figure 45.

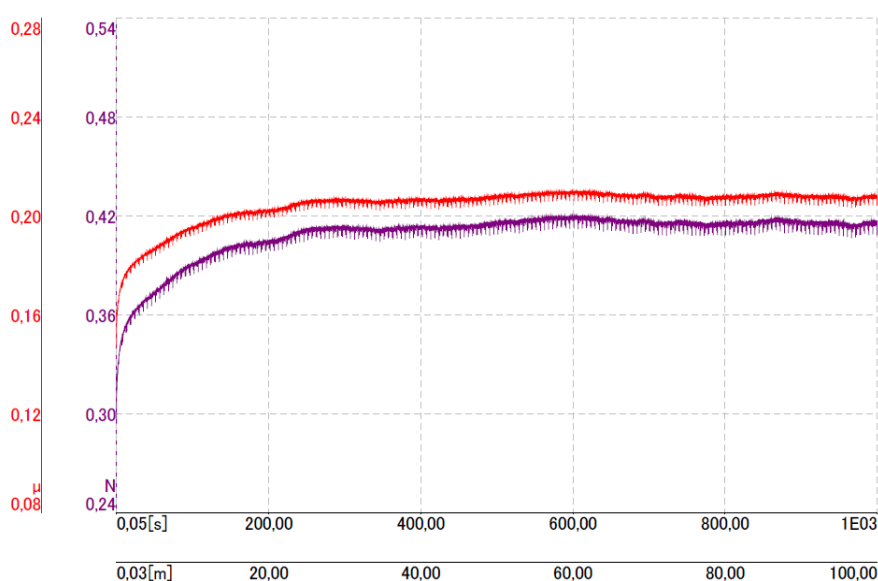


Figure 45 : variation du coefficient de frottement en fonction du temps

Le coefficient de frottement augmente rapidement au début de la simulation pour se stabiliser par la suite autour d'une valeur constante. Celle-ci comme l'illustre davantage l'exemple de la variation de ce coefficient de frottement en fonction des trois paramètres : temps, déplacement, nombre de tours de la figure 46 se stabilise à partir de 200s autour de la valeur de 0,21. Cette valeur reste comparable et conforme à celle donnée par le fabricant. Il faut signaler que des travaux récents soulignent surtout l'importance des propriétés thermiques des composites C/C 2D ou 3D dans leurs performances en simulation de freinage [64]. F.M. Kustas et al. [54] remarquent que le frottement des composites C/C 3D à la température ambiante sous vide est faible par rapport au frottement obtenu avec l'essai de référence.

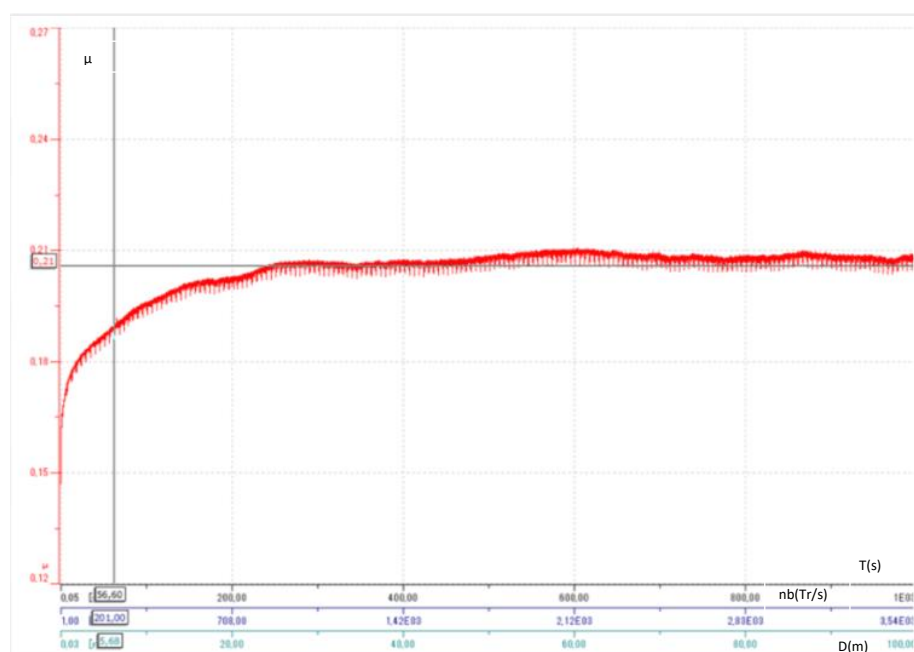


Figure 46 : variation du coefficient de frottement en fonction du temps, du déplacement et du nombre de tours.

Il est important de signaler que les matériaux composites à matrices de polymères renforcés avec des fibres de carbone (PRFC) sont connus pour l'excellente combinaison de leurs propriétés mécaniques et thermiques avec leur faible masse. Cependant, leurs propriétés tribologiques restent largement méconnues ce qui limite encore leur utilisation dans les industries aussi bien de grande diffusion que de pointe. Peu de résultats sur les mesures du coefficient de frottement des PRFC sont disponibles dans la littérature scientifique et technique. Cependant certaines études expérimentales ont tenté d'explorer les effets de la charge normale, de la vitesse ou des conditions

environnementales sur la valeur et la variation du coefficient de frottement et sur l'usure des matériaux composites renforcés par fibres de carbone à haut module et à haute résistance mécanique [65-66-67]. Les effets de la fraction volumique et de l'orientation des fibres ont été aussi considérés [68]. Des modèles numériques d'un contact entre un composite fibreux et une aspérité de corps opposé ont été proposés [69]. Signalons que tous ces travaux décrivent le frottement sous charge normale suffisamment forte pour induire une usure du composite. Etudiant expérimentalement le frottement entre deux PRFC composites sous faible charge normale O. Smerdova et al. [70] signalent une légère augmentation du coefficient de frottement avec le changement d'orientation des fibres des deux composites de parallèle à perpendiculaire par rapport au sens de glissement alors que le modèle analytique proposé supposant que l'aire réelle de contact est constituée d'une multitude de microcontacts de trois types : fibre-fibre, fibre-matrice et matrice-matrice prédit une indépendance de cet angle. Par ailleurs, les essais soulignent une diminution du coefficient de frottement de moitié avec une augmentation de la fraction volumique de fibres V_f de 0% à 62%, ce qui correspond à la dépendance qualitative trouvée dans le cadre du modèle. Dans une étude sur la caractérisation tribologique d'un alliage d'aluminium AA5083 réalisée par un test classique en utilisant un tribomètre pion-disque permettant seulement de déterminer un coefficient de frottement de type Coulomb, D. T. Pham et al. [71] montrent en tenant compte des incertitudes de mesures que les coefficients de frottement mesurés pour une variation de la vitesse de 0.0005 m/s à 0.05 m/s et pour des charges variant de 0.08 N à 0.42 N sont peu sensibles à la vitesse sauf aux vitesses plus faibles ($V=0.0005$ m/s et $V=0.001$ m/s) qui affichent des coefficients plus petits. Ils concluent que la valeur moyenne du coefficient de Coulomb se stabilise autour de 0.2 et que sa variation est négligeable quand la charge appliquée change. Etudiant le comportement tribologique de composites à matrice organique sélectionnés pour des applications de freinage devant assurer un gain de capacité d'évacuation d'énergie, une diminution de l'usure et une réduction des masses non suspendues O. Roussette et al [72] concluent que le coefficient de frottement instantané montre un niveau voisin de la valeur de 0,35 et une stabilité compatible avec son utilisation industrielle aux pressions élevées. Une augmentation du coefficient de frottement aux basses vitesses de glissement est cependant notée en cours d'expérimentation en fin de freinage. L'étude des mécanismes physiques de frottement et d'usure a révélé à la surface du pion des zones de contact disséminées. Une étude de caractérisation expérimentale du contact frottant disque garniture sous sollicitations sévères de freinage menée par A. Bulthé [33] révèle un comportement différent de l'évolution du coefficient de frottement pour chacun des deux freinages considérés. En effet, au cours du freinage à basse énergie durant lequel les températures ne dépassent pas 100°C sous la surface de frottement dans le disque et dans le patin, le coefficient de frottement est stable autour de 0,3 pendant les deux

premiers tiers du freinage avant d'effectuer une remontée importante pour atteindre 0,42 au moment de l'arrêt. Dans le cas du freinage d'arrêt à haute énergie qui constitue une sollicitation sévère du contact conduisant à des températures de masse élevées, de 240°C et 180°C mesurées à 2 mm sous la surface de frottement respectivement dans le disque et dans le patin, l'évolution du coefficient de frottement montre un comportement tribologique perturbé pendant la première partie du freinage avant de se stabiliser autour de la valeur de 0,28 jusqu'à la fin du freinage.

III.5 Résultats des essais en ligne (en exploitation)

Les 32 wagons comprennent 256 sabots (chaque wagon est équipé de 8 sabots). Ainsi l'addition des différents types d'usures constatées doit obéir à l'équation paramétrique suivante : $\sum n_i \cdot U_j = 256$

n_i : nombre de sabot correspondant à un type d'usure i variant de 0 à 256.

$U_j = A, B, C, D, X, Y, Z$ type d'usure constatée sur chaque sabot

III.5.1 Période hivernale

Les observations après le remplacement des sabots au poste d'entretien de Souk-Ahras sur les sabots usés des deux roues de chaque essieu sont rassemblées sur les tableaux 11, 12 et 13 en utilisant les symboles adoptés pour la dénomination des usures. Il est à signaler que pour chaque roue les défaillances ont été relevées sur les deux sabots gauche et droit et ce pour les 3 rames.

Tableau 11 : relevé d'expertise en ligne des semelles composites (rame 1)

N de wagon	ESSIEU 01				ESSIEU 03			
	Gauche		Droite		Gauche		Droite	
Semelle	01	02	03	04	05	06	07	08
Wagon 1	A	A	C	C	Y	D	D	D
Wagon 2	C	D	D	C	Y	Y	Y	Y
Wagon 3	B	B	C	X	B	B	D	D
Wagon 4	D	X	C	C	C	C	X	C
Wagon 5	C	C	D	C	A	A	C	C
Wagon 6	C	C	C	Y	D	D	C	B
Wagon 7	Z	D	C	C	D	X	C	C
Wagon 8	Z	C	D	Z	C	X	C	C
Wagon 9	C	C	C	Z	C	D	C	C
Wagon 10	Y	Y	C	C	X	C	C	C
Wagon 11	C	C	X	C	C	D	X	D
Wagon 12	Y	Y	D	Y	C	C	X	C
Wagon 13	Z	D	C	D	D	D	C	D
Wagon 14	D	Z	C	C	D	B	D	X
Wagon 15	B	X	Y	B	X	Y	B	X
Wagon 16	Z	Z	C	C	C	C	C	C
Wagon 17	A	A	X	C	C	C	C	C
Wagon 18	B	D	X	D	D	C	C	C
Wagon 19	Z	Z	C	C	C	C	C	C
Wagon 20	C	C	Z	Y	D	D	D	D
Wagon 21	C	C	C	Y	C	C	X	D
Wagon 22	C	C	C	C	Z	D	D	X
Wagon 23	C	C	D	D	Z	C	C	C
Wagon 24	C	D	C	C	C	C	C	C
Wagon 25	Z	Z	X	Z	C	A	Y	Y
Wagon 26	X	X	C	C	X	Z	Y	Y
Wagon 27	C	A	Y	Y	D	Z	Y	Y
Wagon 28	X	X	X	X	X	Z	X	X
Wagon 29	X	D	X	X	X	Z	B	X
Wagon 30	Z	Z	C	C	C	C	C	C
Wagon 31	X	D	A	D	A	D	C	C
Wagon 32	B	Z	X	X	D	Y	C	C

Tableau 12 : relevé d'expertise en ligne des semelles composites (rame 2)

N de wagon	ESSIEU 01				ESSIEU 03			
	Gauche		Droite		Gauche		Droite	
SEMELLE	01	02	03	04	05	06	07	08
Wagon 1	A	D	C	D	C	D	B	C
Wagon 2	X	C	X	C	C	D	C	Y
Wagon 3	D	C	D	X	B	C	D	D
Wagon 4	C	D	B	D	C	X	X	C
Wagon 5	B	A	X	A	C	C	C	Y
Wagon 6	C	C	C	X	D	X	A	D
Wagon 7	D	C	Y	C	D	B	X	C
Wagon 8	D	C	C	A	C	D	C	X
Wagon 9	C	B	Y	D	D	D	D	D
Wagon 10	D	C	C	C	D	C	B	C
Wagon 11	C	C	D	A	A	A	X	X
Wagon 12	C	D	C	D	Y	X	D	C
Wagon 13	D	C	D	C	C	C	C	Z
Wagon 14	A	B	D	C	X	C	Z	C
Wagon 15	X	C	D	A	C	C	C	Z
Wagon 16	C	D	C	X	X	X	X	Z
Wagon 17	X	D	C	X	D	B	A	A
Wagon18	C	C	Y	C	C	C	B	Y
Wagon 19	X	D	D	D	Z	X	Z	C
Wagon 20	D	C	C	D	D	C	X	Y
Wagon 21	D	X	D	C	C	C	B	X
Wagon 22	D	C	D	Z	D	C	Y	X
Wagon23	A	D	Y	C	C	Z	C	B
Wagon 24	X	C	A	Z	D	D	Z	D
Wagon 25	D	Y	D	C	D	Y	C	B
Wagon 26	Y	C	C	Z	C	C	Z	Z
Wagon 27	C	C	Y	D	Z	C	C	C
Wagon28	Z	Y	C	Z	D	Y		C
Wagon 29	B	C	Z	D	A	B	Y	C
Wagon 30	Z	B	C	Z	Z	Z	C	D
Wagon 31	Y	Z	Y	C	D	D	D	Y
Wagon 32	B	C	X	D	C	C	C	C

Tableau 13 : relevé d'expertise en ligne des semelles composites (rame3)

N de wagon	ESSIEU 01				ESSIEU 03			
	Gauche		Droite		Gauche		Droite	
SEMELLE	01	02	03	04	05	06	07	08
Wagon 1	A	Y	Y	C	Y	X	C	X
Wagon 2	D	B	Z	Z	C	Z	Y	Y
Wagon 3	X	Z	X	B	D	A	C	X
Wagon 4	D	C	Z	C	X	C	D	C
Wagon 5	X	D	D	Y	D	D	Z	C
Wagon 6	C	X	A	X	C	C	C	D
Wagon 7	D	C	X	D	C	B	C	X
Wagon 8	X	C	X	C	D	C	D	C
Wagon 9	D	Y	C	X	C	X	C	C
Wagon 10	B	B	X	C	X	B	D	Z
Wagon 11	A	X	C	X	C	Z	C	C
Wagon 12	D	C	X	C	D	C	C	D
Wagon 13	C	X	C	B	Z	D	A	Z
Wagon 14	D	C	A	Z	C	C	X	Y
Wagon 15	D	B	C	C	B	X	Z	A
Wagon 16	C	X	D	C	Z	C	C	Y
Wagon 17	D	C	Y	X	C	D	A	Y
Wagon18	B	C	A	C	C	Z	Z	B
Wagon 19	X	C	X	C	X	C	X	X
Wagon 20	C	C	C	A	X	B	C	X
Wagon 21	D	X	B	C	A	D	Z	Y
Wagon 22	X	C	Z	X	D	A	B	Y
Wagon23	C	X	C	Z	X	C	Z	C
Wagon 24	D	D	C	D	Z	X	B	D
Wagon 25	A	A	A	A	B	Y	Z	C
Wagon 26	Z	X	C	Z	C	D	C	D
Wagon 27	X	C	X	B	Z	C	Z	X
Wagon28	D	D	C		C	D	X	C
Wagon 29	Z	C	X	A	Z	Z	Z	D
Wagon 30	A	Z	C	X	X	C	C	X
Wagon 31	C	X	C	D	A	A	D	C

Wagon 32	Z	C	Z	C	C	Z	X	D
----------	---	---	---	---	---	---	---	---

La sommation des différentes usures constatées sur chaque sabot a été établie pour les 3 tests effectués sur les 3 rames expérimentées.

- Premier essai (1ère rame)

$$10A+12B+106C+45D+36X+24Y+23Z=256$$

- Deuxième essai (2ème rame)

$$15A+17B+91C+60D+31X+20Y+20Z=256$$

- Troisième essai (3ème rame)

$$20A+17B+81C+40D+51X+14Y+33Z=256$$

Le tableau 14 résume le nombre de sabots endommagés par nature d'usure et leur taux pour chaque rame.

Tableau 14 : Taux des différents types d'usure

N°d'essai	Type d'usure	A	B	C	D	X	Y	Z
Essai 1 (1ère Rame)	Nombre des sabots usés	10	12	106	45	36	24	23
	Taux %	3.9	4.70	41.40	17.58	14.06	9.38	8.98
Essai 2 (2ème rame)	Nombre des sabots usés	15	17	91	60	31	20	20
	Taux %	5.86	6.64	35.55	23.44	12.10	7.81	7.81
Essai 3 (3ème Rame)	Nombre des sabots usés	20	17	81	40	51	14	33
	Taux %	7.81	6.64	31.64	15.62	19.92	5.47	12.89

Ces résultats sont représentés dans l'histogramme de la figure 47.

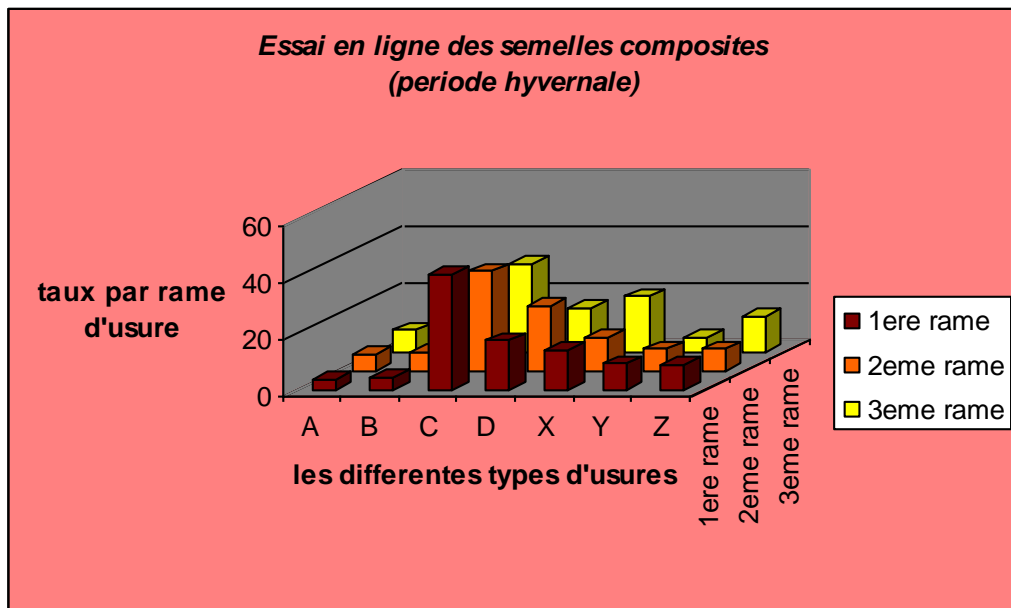


Figure 47 : histogramme du taux des sabots usés en fonction des différents types d'usure (hiver).

L'analyse des chiffres calculés et des histogrammes permet de dresser les constats suivants :

Type d'usure (A) : on remarque que l'usure sur un seul coté de sabot est peu fréquente par rapport aux autres anomalies avec un taux de sabots usés variant de 3.9 à 7.81. Ce type d'usure est dû généralement aux défauts géométriques des semelles ou bien au dérèglement de la timonerie mécanique de frein. Il peut aussi être provoqué par un défaut au niveau du dispositif de détrompage de la fixation comme le montrent les figures 48 et 49.



Figure 48 : dispositif de fixation endommagé Figure 49: semelles usées sur un seul coté

Type d'usure (B) : [4.7 - 6.64] : peu de semelles s'usent conformément aux exigences prescrites par les fabricants, ce qui démontre qu'il s'agit d'un sérieux problème de qualité des sabots.

Type d'usure (C) : [31.64 - 41.40] : ce cas d'usure est très répandu comme le confirment les taux élevés mesurés. Il a même été distingué que la propagation de la fissure est souvent systématique à partir de l'entaille qui sépare les deux parties des semelles et qui a été créée pour une meilleure dissipation de la chaleur résultante du frottement semelle-roue (figures 50 et 51).



Figure 50 : semelle fissurée



Figure 51 : semelle fissurée à partir de l'entaille

Type d'usure (D) : [15.62 - 23.44]: ce type d'usure reflète une non conformité de la liaison du composite avec l'armature, ce qui provoque un endommagement des portes semelles et même des roues (figures 52 et 53).



Figure 52 : décollage de la tôle au milieu



Figure 53 : décollage aux extrémités

Type d'usure (X) : [14.06 - 19.92] : d'habitude ce type d'usure est peu rencontré dans des conditions climatiques pareilles. Ses conséquences provoquent parfois des incidents très graves en ligne notamment l'incapacité de freinage car même le régleur de timonerie ne peut rattraper la course de liaison semelle-roue (figure 54).

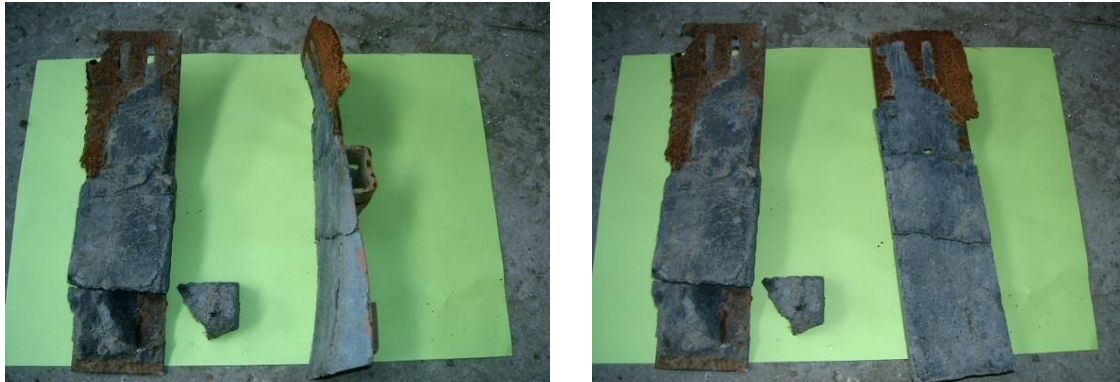


Figure 54 : usures exceptionnelles des semelles

Type d'usure (Y) : [5.47 - 9.38] : ce type d'anomalie est l'issue des différents types d'usures (C, D, X). Cette anomalie peut aussi engendrer des déraillements en ligne car elle cause parfois des surchauffes et des agressivités au niveau des organes de roulements des roues (boite chaude).

Type d'usure (Z) : [7.81 - 12.98] : sans tenir compte que ce défaut de brûlure est inacceptable, la première constatation d'expertise de ces semelles brûlées, montre bien qu'elles dégagent une mauvaise odeur. De ce fait une analyse chimique s'impose pour définir si ce matériau contient ou pas des minéraux toxiques tels que l'amiante ou autres.

III.5.2 Période estivale

Les mêmes types d'essais de la période hivernale ont été reproduits durant la période estivale pour les 3 rames et ce pour observer l'influence de la température sur la nature et le degré d'usure sur les sabots. Les tableaux 15, 16 et 17 rassemblent les résultats observés.

Tableau 15: relevé d'expertise en ligne des semelles composites (rame1)

N de wagon	ESSIEU 01				ESSIEU 03			
	Gauche		Droite		Gauche		Droite	
Semelle	01	02	03	04	05	06	07	08
Wagon 1	A	C	X	B	C	D	X	B
Wagon 2	X	D	D	D	Y	D	C	D
Wagon 3	B	X	Y	Y	Z	Z	Y	Z
Wagon 4	X	D	Z	X	C	D	D	X
Wagon 5	D	D	Z	Y	Z	Z	Y	Z
Wagon 6	Y	X	Z	X	X	X	D	C
Wagon 7	D	C	A	D	Z	Y	X	X
Wagon 8	X	X	Y	Y	X	Z	X	Z
Wagon 9	Y	Z	C	D	X	X	Z	X
Wagon 10	X	X	Y	Z	C	D	X	C
Wagon 11	Y	Y	Z	X	Y	Z	D	X
Wagon 12	X	D	C	C	Z	Y	Y	D
Wagon 13	Z	Y	Z	D	X	Z	B	X
Wagon 14	C	B	X	X	Z	C	X	C
Wagon 15	X	D	Z	C	Z	Y	X	X
Wagon 16	D	X	D	D	D	A	D	X
Wagon 17	X	Y	X	X	Y	X	Y	Z
Wagon18	C	C	Z	Z	D	Y	X	Y
Wagon 19	Z	Y	X	B	C	Z	D	D
Wagon 20	X	D	Z	Z	X	D	X	X
Wagon 21	Z	X	X	Y	Z	Z	Z	Y
Wagon 22	D	D	Z	Z	D	C	D	C
Wagon23	C	A	Z	X	Z	Z	X	Z
Wagon 24	X	D	Y	Z	Y	Z	Y	Z
Wagon 25	Y	Z	X	Y	Z	C	Y	Z
Wagon 26	C	D	Z	C	X	Z	D	X
Wagon 27	Z	Y	C	B	Z	Z	D	C
Wagon28	X	D	Z	Z	Z	D	D	D
Wagon 29	C	D	D	X	Z	Z	Z	Z
Wagon 30	Y	Y	Z	Z	Z	Z	Z	A
Wagon 31	Z	Y	Z	Z	Z	Z	X	Z
Wagon 32	D	C	X	C	Y	D	C	B

Tableau 16: relevé d'expertise en ligne des semelles composites (rame2)

N de wagon	ESSIEU 01				ESSIEU 03			
	Gauche		Droite		Gauche		Droite	
Semelle	01	02	03	04	05	06	07	08
Wagon 1	B	B	Z	X	Z	X	Y	X
Wagon 2	C	Z	X	A	Y	D	X	Z
Wagon 3	Y	C	X	Y	Z	Y	Z	Y
Wagon 4	D	C	Z	X	C	Z	D	Z
Wagon 5	A	A	D	Y	X	Z	C	X
Wagon 6	Y	X	C	Z	C	X	Z	C
Wagon 7	C	D	X	C	C	Z	D	Z
Wagon 8	Y	Z	D	Y	X	C	Z	D
Wagon 9	D	B	D	C	X	Y	Z	Y
Wagon 10	X	Z	C	X	Z	D	B	B
Wagon 11	C	Y	Z	D	C	Z	Y	Z
Wagon 12	X	D	Z	C	X	C	Z	X
Wagon 13	Y	C	Z	Y	X	Y	X	Y
Wagon 14	Z	A	C	D	Z	D	C	D
Wagon 15	D	X	Z	C	Z	Y	Z	Y
Wagon 16	X	B	X	X	A	A	D	X
Wagon 17	C	D	Z	D	X	D	Z	Y
Wagon18	Z	X	C	Z	X	Z	X	D
Wagon 19	A	A	D	X	C	Z	C	Y
Wagon 20	X	Z	Y	Z	Y	X	Z	D
Wagon 21	D	C	X	C	X	Z	Z	Y
Wagon 22	Z	X	Z	X	Z	X	Y	X
Wagon23	C	D	X	Y	C	Z	X	Z
Wagon 24	X	C	Z	X	Y	X	Z	Y
Wagon 25	Z	Y	Z	C	D	D	C	X
Wagon 26	X	D	X	Z	X	Y	Z	Y
Wagon 27	C	D	C	X	Y	Z	C	B
Wagon28	Z	Z	Z	D	Z	D	X	Y
Wagon 29	Z	X	Z	X	C	Y	Z	X
Wagon 30	Z	X	D	Z	X	Z	D	X
Wagon 31	D	C	X	Z	C	D	X	D
Wagon 32	Z	X	Z	D	C	X	Z	X

Tableau 17 : relevé d'expertise en ligne des semelles composites (rame3)

N de wagon	ESSIEU 01				ESSIEU 03			
	Gauche		Droite		Gauche		Droite	
Semelle	01	02	03	04	05	06	07	08
Wagon 1	Z	Z	X	Z	Z	D	Z	Y
Wagon 2	X	C	Y	D	X	Z	C	X
Wagon 3	D	Z	D	Y	Z	X	Z	D
Wagon 4	C	D	C	Z	B	C	C	Z
Wagon 5	Z	Z	X	D	Z	Z	X	X
Wagon 6	D	D	Z	X	D	X	D	Z
Wagon 7	Y	X	C	Y	D	Z	Z	D
Wagon 8	X	D	X	D	Y	X	C	Z
Wagon 9	A	C	D	Z	X	X	Z	D
Wagon 10	D	Z	X	Z	C	Z	X	Z
Wagon 11	Z	X	D	X	Z	X	D	Y
Wagon 12	C	X	Z	X	D	Z	Z	D
Wagon 13	Y	C	X	Z	Y	D	D	Y
Wagon 14	D	Z	Z	A	X	X	C	D
Wagon 15	Y	X	C	Z	X	C	Z	Z
Wagon 16	D	X	Z	Z	Z	X	X	D
Wagon 17	C	X	X	B	D	Z	B	Z
Wagon18	Z	Z	Z	X	Z	D	Y	X
Wagon 19	D	C	D	X	X	Z	X	Z
Wagon 20	X	Z	Z	X	X	C	Z	C
Wagon 21	X	Z	X	D	Z	X	D	X
Wagon 22	D	C	Z	X	D	Z	Z	Z
Wagon23	Z	X	X	Z	Z	D	Z	D
Wagon 24	Z	X	C	D	X	Z	D	Z
Wagon 25	X	B	Y	X	C	X	Z	Y
Wagon 26	Z	X	X	D	Z	Z	X	B
Wagon 27	Z	D	X	Z	Z	X	Y	X
Wagon28	D	Z	X	Y	X	D	D	Y
Wagon 29	Z	D	Z	C	X	Y	Y	D
Wagon 30	D	Z	X	D	Z	Z	Z	Y
Wagon 31	Y	X	Z	Y	X	Z	X	Y
Wagon 32	Z	C	X	D	Z	D	Z	C

Le tableau 18 résume le nombre de sabots endommagés par nature d'usure et leur taux pour chaque rame comme pour le cas de la période hivernale.

Tableau 18 : Taux des différents types d'usure

N°d'essai	Type d'usure	A	B	C	D	X	Y	Z
1 ^{ère} Rame	Nombre des sabots usés	5	8	30	47	58	38	70
	Taux %	1,95	3,12	11,71	18,35	22,65	14,84	27,34
2 ^{ème} Rame	Nombre des sabots usés	8	7	40	38	61	35	67
	Taux %	3,12	2,73	15,62	14,84	23,82	13,67	26,17
3 ^{ème} Rame	Nombre des sabots usés	2	5	25	51	67	23	83
	Taux %	0,78	1,95	9,76	19,92	26,17	8,98	32,42

Ces résultats sont représentés sur l'histogramme de la figure 55.

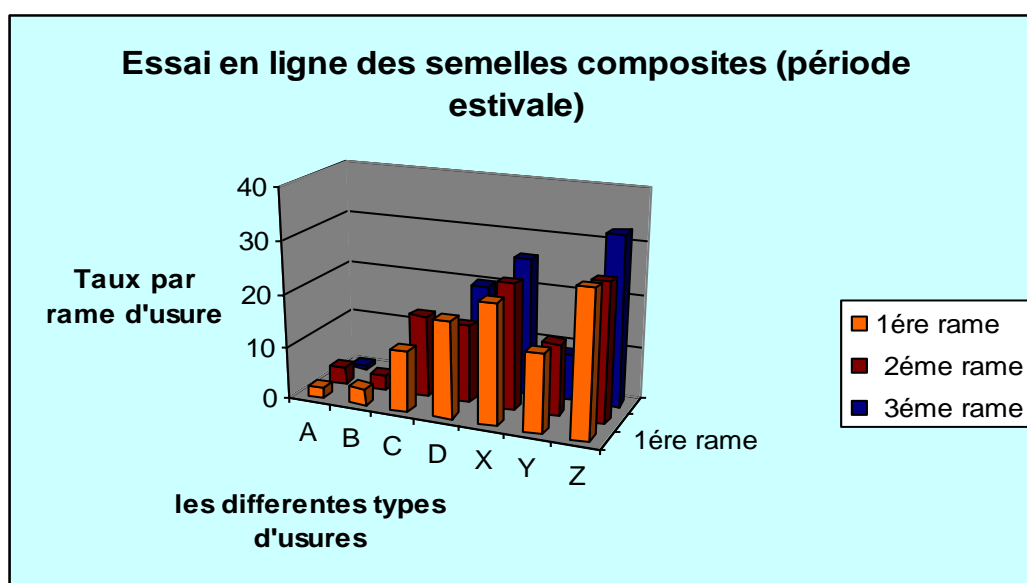


Figure 55 : histogramme du taux des sabots usés en fonction des différents types d'usure (été).

Afin de mieux analyser ces résultats, une comparaison entre les deux périodes explique mieux l'influence de la température sur l'usure des sabots.

Type d'usure (A) : le taux d'usure par rapport à la période hivernale est presque le même. Le dérèglement de la timonerie mécanique n'a aucun rapport avec les changements climatiques.

Type d'usure (B) : contrairement à l'usure A, le taux d'usure conforme à cette période est presque nul. De ce fait le comportement des semelles composites durant la période estivale est médiocre que celui de la période hivernale.

Type d'usure (C) : la présence des fissurations aux niveaux des sabots persiste mais avec un faible pourcentage. L'abaissement de la température favorise les cassures du matériau composite.

Type d'usure (D) : même pourcentage pour les deux périodes.

Type d'usure (X) : une influence légère de la température sur les endommagements des semelles au-delà de la limite d'usure est constatée. L'augmentation de la température a fait que les semelles s'usent plus rapidement pendant la période estivale et avant même que la rame n'atteigne le parcours prévu. L'usure des sabots dépasse la limite prévue.

Type d'usure (Y) : apparition des criques thermiques aux niveaux d'un nombre très importants de roues. Ceci peut provoquer une paralysie de la circulation et induire même des accidents.

Type d'usure (Z) : les observations du freinage en ligne pendant cette période et sur les descentes indiquent une création d'un sillant rouge d'étincelle entre la roue et la semelle. Ces observations expliquent très bien le pourcentage de cette usure. On passe d'un taux moyen de 10,15 pendant la période hivernale à un taux de 28,64 en été.

III.5.3 Constat

A partir des observations relevées pour les deux périodes, les constats suivants peuvent être dressés :

- Pour l'usure A et d'après les caractéristiques géométriques des semelles, le dispositif de fixation ne semble pas être conforme aux normes en vigueur (p.ex.ISO -2768)[29].
- Pour l'usure B, un nombre très réduit de semelle s'use conformément aux exigences.
- L'usure C, est contraire aux règles d'homologation des semelles. Selon l'annexe A [57] une semelle conforme aura résisté aux sollicitations de flexion et cisaillement, ce qui n'était pas le cas pour ces types de semelles qui présentaient des fissures et des cassures aux moindres efforts de freinage.

- Pour l'usure D, contrairement à ce qui a été exigé par les normes en vigueur, le fabricant n'a pas réalisé un bon assemblage composite- tôle arrière, sinon comment expliquer la facilité de décollage du composite de l'armature métallique.
- Idem pour l'usure X : une semelle composite conforme ne s'use jamais au-delà de sa limite d'usure, qui est de 10mm en respectant bien sur un parcours kilométrique de 45000Km.
- D'après l'usure Y, il ne peut s'agir que d'une mauvaise qualité de semelle pour la simple raison que la durée de vie potentielle des roues est de 1200 000 Km alors que ce type de semelle s'attaque aux roues occasionnant des rebutés à des distances beaucoup moins importantes.
- Pour finir l'usure Z est désormais la somme de toutes les défaillances car ses impacts sur la santé sont néfastes à cause des matières dégagées. Ce type de semelle présente un réel danger pour l'utilisateur surtout lors des transports des citernes carburants.

III.6 Résultats et discussion des tests d'homologation

III.6.1 Résultats de l'essai de cisaillement

Après l'application de l'effort tangentiel dans l'espace de 4 S d'une façon régulière tel que mentionné sur l'annexe A [11], une flexion de la semelle a été remarquée dès que la valeur maximale de 15 KN est atteinte. La semelle s'est cassée brusquement (figures 56 et 57)



Fig. 56: essais de cisaillement



Fig. 57: assemblage (tôle-composite) décollé

Cette expérience met en évidence le mauvais assemblage entre le dos (tôle) et le matériau composite. Ce constat concorde avec les résultats des essais en ligne.

III.6.2 Résultats des essais de la flexion

Essai n° 1

Après application d'une charge (le premier développement de l'effort après 4 S) la semelle s'est mise à fléchir rapidement et avant même que la charge n'atteigne 10 KN, la semelle a éclaté juste au milieu et d'une façon brusque (figure 58).



Figure 58 : résultat d'essai N° 1 de la flexion

A partir des résultats de cet essai n°1, les observations suivantes peuvent être faites:

- la semelle n'a pas résisté aux moindres efforts de flexion donc, et la valeur maximale de l'effort n'a pas été atteinte.
- l'entaille a favorisé la propagation de la fissure.
- la déformation est permanente (plastique).

Essai n° 2

Les mêmes constats de l'essai n°1 de la flexion sur la partie homogène du sabot ont été relevés pour l'essai n°2 (figure 59).



Figure 59 : résultat d'essai N° 2 de la flexion

CONCLUSION GENERALE

Les conclusions que dégagent les travaux de cette recherche peuvent être synthétisées et résumées comme suit :

- Les mesures des caractéristiques physique et mécanique du composite C/C à matrice organique montrent une dispersion caractéristique de l'aspect composite du matériau. Cette dispersion est due principalement à l'aspect hétérogène de ce type de matériau. Les valeurs des résistances mesurées sur des échantillons cubiques et cylindriques sont convergentes et rentrent dans les ordres de grandeur de celles rapportées par la littérature scientifique et technique.
- Le développement de nouveaux matériaux composites innovants à base de résines performantes renforcées de fibres résistantes appropriées s'impose. Enfin la mise en place des essais d'usure réalisés sur un tribomètre permettant de simuler le fonctionnement du dispositif industriel des sabots de frein en matériaux composites C/C par une représentativité des essais de freinage sur le tribomètre par rapport au freinage en service ont permis d'évaluer la variation du coefficient de frottement avec le temps.
- Les approches expérimentales et numériques sur la caractérisation tribologique du contact et du comportement de différents couples de matériaux de friction utilisés en freinage ferroviaire ont permis l'identification de certains mécanismes physiques de frottement associé. Une modification des phénomènes physiques mis en jeu au contact des matériaux de friction peut engendrer un phénomène de 'fade'. Celui-ci est caractérisé en général par une chute du coefficient de frottement et une augmentation de l'usure ce qui cause surtout des problèmes de sécurité.
- L'étude de diagnostic de défaillance des semelles composites telle que présentée montre que :

- l'étude du comportement des semelles composites en ligne c'est-à-dire en cours d'exploitation fait apparaître des usures et des dégradations anormales par rapport à un vieillissement ordinaire.

- les essais de flexion et de cisaillement font apparaître l'éclatement du produit et mettent en évidence sa non conformité par rapport aux règles en vigueur.

A cet effet et suite aux données collectées à chaque étape de cette étude, il apparaît clairement que le produit « semelles composite » actuellement utilisé n'est pas encore conforme aux normes et règles en vigueur et des mesures urgentes doivent être prises par la Société Nationale des Transports Ferroviaire (SNTF) devant cet état de fait en inscrivant des postes de dépenses très importants.

Perspectives

En perspective, les investigations industriels doivent s'orienter vers une amélioration des performances des systèmes des freinages en cherchant à mieux appréhender la durabilité des nouveaux matériaux composites de friction sous les sollicitations sévères par une meilleure compréhension des interactions entre les phénomènes physiques de frottement, leurs natures multi échelles et multi physiques ainsi que la nature transitoire du freinage. Au niveau des laboratoires de recherches, l'utilisation des tribomètres de freinage doit permettre la mise en place de bancs d'essais de frottement précis capables de simuler et de reproduire à l'échelle réduite les conditions de freinage rencontrées en cours de service. La démarche consistera à décomposer autant que possible les phénomènes de frottement et d'usure.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

[1] I. Benbrinis et B. Redjel, « Caractérisation expérimentale physico mécanique et étude tribologique des sabots de frein en matériau composite C/C à matrice organique des wagons SNTF », Article publié au journal « Nature et technologie », Janvier 2017

[2] BAILLEUL M. « Le matériel roulant. »- Paris - Léon Eyrolles, 1945.- 315 p.

[3] Andréa Loyer « Etude numérique et expérimentale du crissement des systèmes de freinage ferroviaires » Mécanique [physics.med-ph]. Ecole Centrale de Lyon, 2012.

[4] SNCF. .- Notice technique : Manuel du frein « Description des appareils de frein continu ».- Paris : 1968.-121 p.

[5] Pierre-Yves « Calcul des courbes de freinage dynamiques des trains d'entreprises ferroviaires qui emploient un contrôle de la marche des trains conforme au standard ZBMS» Chemin de fer rhétique , Suisse version n° 1.1, 07 Juillet 2016

[6] Hervé Bartys, Jean-Dominique Guérin «Caractérisation de disques de freins ferroviaires revêtus de superalliages Co ou Ni»

[6] Djafri Mohamed «Etude numerique et experimentale du comportement tribologique des contacts glissant » Application aux freins à disques, Université des sciences et de la technologie d'oran, thèse Doctorat 2015

[7] Latifa BOUSSALIA « Modélisation du comportement à la fatigue d'une roue de train ferroviaire » Université MENTOURI Constantine, thèse de Magister 2010

[8]. R. HAMAM . »la simulation de la propagation des fissures par fatigue dans les toiles des roues de train sous chargement à amplitude variable » Thèse de doctorat de l'école normale supérieure de Cachan. 2006.

[9]. historique roue. www.Qubectrain.com Comprendre le chemin de fer Les roues ferroviaires

[10]. J.BENABES. « Approche énergétique non locale du calcul de durée de vie de structures en fatigue multiaxiale sous chargements d'amplitude variable. Application a une roue de train ferroviaire ». Thèse de doctorat - Laboratoire Matériaux Endommagement Fiabilité et Ingénierie des Procédés ENSAM, CER de Bordeaux. 2006.

[11] Fiche UIC des semelles de frein :

- 1- Fiche UIC n° 510-2 : Roues et essieux montés condition concernant l'utilisation des roues de différents diamètres 4e édition, mars 2004
- 2- Fiche UIC n° 541-4 : Frein - Freins avec des semelles de frein en matière composite, 2e édition du 01.10.90 et 3e édition du 1er avril 2006
- 3- Fiche UIC n° 544-1 : Frein - Performance de freinage, 4e édition, octobre 2004
- 4- Fiche UIC n° 545 : Frein - Inscriptions, marques et signes, 7e édition, avril 2002

- 5- Fiche UIC n° 541-4 : Frein - Freins avec des semelles de frein en matière composite, 2e édition du 01.10.90
- [12]. Florent BRUNEL, « Etude thermomécanique du couple roue-semelle ferroviaire sous sollicitations de freinage », thèse doctorat, 5 juillet 2007
- [13] VERNERSSON T., Thermally induced roughness of tread braked milway wheels - Part 2 : modelling and field measurements, *Wear* 236, pp. 106-116, 1999.
- [14] 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.
- [15] KUHLMAN C., SEHITOGLU H., GALLAGHER M., The significance of material properties on stresses developed during quenching, *Joint Railroad conf.*, pp. 55-63, 1988.
- [16] ÜRRINGER O, PAXTON W.R., GRAY D.E., RAJ P.K, Residual stress and its consequences on bath sides of the wheel-rail interface, *Wear* 191, pp.25-34, 1996.
- [17] 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.
- [18] 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.
- [19] DRF/DSM/ARMR 06_224 du 08/01/09 rapport d'activité annuel de maintenance des wagons année 2008
- [20] Rapport B 126/DT 408 : Support Formation fret, séminaire présenté par l'entreprise FAIVELY TRANSPORT du 05/06/08 à Mohamadia
- [21] Fiche UIC n° 541-1 : Frein - Prescriptions concernant la construction des différents organes de frein, 6e édition, novembre 2003
- [22] site Internet www.deschamps-web.com/site/eb/frein/partie2/partie2.htm - 154k
- [23] C.Bathias , J.P Bailon La fatigue des matériaux et des structures Collection université de Compiègne, presses de l'université de Monreale Maloine SA Editeur, Paris, 1980
- [24] H.J. Le Boiteux La fatigue dans les matériaux ; aspects physiques Edition 1973
- [25] I. Benbrinis et B. Redjel, Contribution à l'étude des semelles de frein des engins ferroviaires : Elaboration des analyse mécanique et chimique du composite, université de Badji Mokhtar Annabe, thèse de Magister 2008
- [26] X. Bourrat, A. Oberlin, R. Bachelard, *Carbon*, 31, 2, 1993, pp. 287- 302.
- [27] A. Fillion, "Composites C/C et C/C-SiC pour applications tribologiques", Thèse de Doctorat de l'Université Bordeaux I, France, n° 2168, 2000.
- [28] G. Akhras « Composites intelligents-Applications et perspectives » Comptes rendus des 16ème Journées Nationales sur les Composites (JNC 16), Toulouse 2009, France.
- [29] Normes Internationales : Organisation internationale de normalisation (ISO)
- 1) 17025:2005 : Exigences générales concernant la compétence des laboratoires d'étalonnages et d'essais, 2005

- 2) 2768-1:1989 : Tolérances générales - Partie 1 : Tolérances pour dimensions linéaires et angulaires non affectées de tolérances individuelles, 1989.
- 3) 2768-2:1989 : Tolérances générales - Partie 2 : Tolérances géométriques pour éléments non affectés de tolérances individuelles, 1989.
- 4) 9001:2000 : Systèmes de management de la qualité - Exigences, 2000. [7] G. Lu, P. Cui., Q. Wang, "Influence of structure of the reinforce
- [30] N. Benseddiq « optimisation des garnitures composites pour les freins a disques ferroviaires » thèse de doctorat, Université de Lille 1, Laboratoire de mécanique de Lille EUDIL, 08 avril 1997, 152pages, France.
- [31] M.Baklouti « analyse tribologique du rôle de constituants dans les performances de matériaux composites organiques pour garnitures de frein » thèse de doctorat délivré simultanément par l'école centrale de Lille et l'école nationale d'ingénieurs de Sfax dans le cadre d'une cotutelle internationale, 26 novembre 2013, 158 Pages.
- [32] N. Hentati « matériaux composites a matrice organique pour garnitures de frein, microstructure, les propriétés et le comportement tribologique » thèse de doctorat , Ecole Centrale de Lille, 26 décembre 2015, 160 pages.
- [33] A. L. Bulthé "Caractérisation expérimentale du contact frottant disque garniture sous sollicitations sévères de freinage. Prise en compte des interactions tribologique, thermique et physico-chimique", *Thèse de doctorat*, Mécanique, N°d'ordre 39, Ecole Centrale de Lille et Université des Sciences et Technologies de Lille, Lille 29 novembre 2006, France, 144p.
- [34] G. Lu, P. Cui., Q. Wang, "Influence of structure of the reinforcement in C/C composite on its friction and wear behaviour", *Proc. Conf. Carbon 2002*, Shanxi Chungin Audio-Visual Press Ed., Beijing, 15-19 Sept. 2002
- [35] M. Godet "The third body approach, a mechanical view of wear", *Wear* 100, 1984, pp. 437-452.
- [36] Y. Berthier, M. Godet, The Third Body Concept Interpretation of Tribological Phenomena. TRIBOLOGY SERIES, 31 EDITOR: D. DOWSON Proceedings of the 22nd Leeds-Lyon Symposium on Tribology held in the Laboratoire de Mecanique des Contacts, Institut National des Sciences Appliquees de Lyon, France 5th-8th September 1995, 760 pages
- [37] Y. Berthier, « Background on friction and wear" in Lemaître *Handbook of Materials Behavior Models*, Academic Press, Section 8.2. 2001, pp. 676-699

- [38] S. Descartes, Y. Berthier, “Rheology and flows of solid third body: background and application to an MoS_{1.6} coating”, *Wear*, 252, 2002, pp. 546-556.
- [39] BOUDJEMA Hayet Latifa, Elaboration de matériaux composites biodégradables issus de ressources renouvelables , université d’Oran 2, Thèse de doctorat 2016
- [40] A.G. Evans and R.Naslain, High-Temperature Ceramic-Matrix Composites I: Design Durability and Performance, *Ceram*, Am.Ceram Soc, Tran’s vol.57 (1995).
- [41] Ko, F. K, Preform Fiber Architecture for Ceramic-Matrix Composites,” *Am. Ceram. Bulletin*, Vol. 68, No. 2(1989) 401-414.
- [42] B. K. Satapathy, J. Bijwe, Composite friction materials based on organic fibres : sensitivity of friction and wear to operating variables, *Composites Part A* 37(2006) 1557-1567.
- [43] M.H. Cho, J. Ju, S.J. Kim, H. Jang, Tribological properties of solid lubricants (graphite, Sb₂O₃, MoS₂) for automotive brake friction materials, *Wear* 260 (2006) 855-860.
- [44] H.Kato, Severe-mild wear transition by supply of oxide particles on sliding surface, *Wear* 255 (2003) 426-429.
- [45] H.Jang, K.Ko, S.J.Kim, R.H.Basch, J.W.Fash, The effect of metal fibers on the friction performance of automotive brake friction materials, *Wear* 256 (2004) 406-414.
- [46] Gopal P., Dharani L.R., Blum F. D., Load, speed and temperature sensitivities of a carbon-fiber-reinforced phenolic friction material, *Wear*, vol. 181-183, 1995,
- [47] Evans R.E., Trainor J.T., acrylic fibers in non-asbestos friction materials, In 8th Annual SAE Brake Colloquium: Brake, Atlantic City, New Jersey, 15-17 oct 1990
- [48] Yun R., Filip P., Lu Y., Performance and evaluation of eco-friendly brake friction materials, *Tribology International*, vol. 43, 2010, p. 2010-2019.
- [49] Garg B.D., Cadle S.H., Mulawa P.A., Groblicki P.J., Brake wear particulate matter emissions, *Environmental Science and Technology*, vol. 34, 2000, p. 4463-4469
- [50] Jacko M.G., Tsang P.H.S., Rhee S.K., Automotive friction materials evolution during the past decade, *Wear*, vol. 100, 1984, p.503-515
- [51] Lepré N, Synthèse et élaboration d’un matériau composite pour garniture de freins. Caractérisations physico-chimique et mécanique du matériau, thèse de doctorat, Université du Havre, 1997
- [52] J.D. Chen, J.H. Chern, C.P. Ju « Effect of load on tribological behaviour of carbon-carbon composites », *Journal of Materials Science* 31 1996, pp. 1221-1229. [9] J.D. Chen, J.H. Chern Lin, C.P. Ju,
- [53] B.K. Yen “Roles of oxygen in lubrication and wear of graphite in dusting and ambient conditions”, *Journal of Materials Science Letters*, 1995, vol. 14, pp. 1481-3.

- [54] F.M. Kustas, R.R. Hanson, J.L. Summer, “Tribological performance of 3D carbon-carbon composite », *Composites Part I: Ambient Environment, Lubrication Engineering*, 1995, Vol. 51. (7), pp. 599- 604.
- [55] K. Anand, V. Gupta, «The effect of processing conditions on the compressive and shear strength of 2D carbon-carbon laminates », *Carbon*, 1995, vol. 33, N° 6. pp. 739-48.
- [56] M. Godet “The third body approach, a mechanical view of wear”, *Wear* 100, 1984, pp. 437-452.
- [57] F. Gorisse, «Essais et contrôle des bétons », Editions Eyrolles, Paris, France, 1978.
- [58] F. Gorisse, «Les essais mécaniques » in le béton hydraulique, Presses de l’ENPC, Paris, France, 1982, pp. 379-381.
- [59] B.S. Tripathy, M.J. Furey, «Tribological behavior of unidirectional graphile-epoxy and carbon-PEEK composites ». *Wear*, Vol. 162-164, 1993, pp. 385-396.
- [60] B. Suresha, G. Chandramohan, « Effect of normal load and sliding velocity on friction and wear behavior of carbon fiber reinforced epoxy composites ». *Journal of reinforced plastics and composites*, Vol. 26, 2007, pp. 1695-1703.
- [61] G. Rohini Devi, K. Rama Rao, “Carbon-carbon composites – an overview”, *Defence Science Journal*, 43, 4, 1993, pp. 369-383.
- [62] C. Taylor, “Carbon matrix composites » *Comprehensive Composite Materials*, A. Kelly, C. Zweben, R. Warren (Eds), Pergamon Press, 4, 2000, pp. 387- 426.
- [63] F. Chellali, B. Redjel, “La pratique des essais destructifs : l’essai d’écrasement du béton », Algérie – Equipement, *Revue Technique de l’ENTP*, N° 41, Mai 2006, pp. 16-20.
- [64] G. Lu, P. Cui, Q. Wang, “Influence of structure of the reinforcement in C/C composite on its friction and wear behaviour”, *Proc. Conf. Carbon 2002*, Shanxi Chungin Audio-Visual Press Ed., Beijing, 15-19 Sept 2002.
- [65] M. Beaumont, T.N. Farris, C.T. Sun, « Scratch testing of advanced composite surfaces », *Composites Part A*, Vol. 28A, 1997, pp. 683-686.
- [66] B.S. Tripathy, M.J. Furey, «Tribological behavior of unidirectional graphile-epoxy and carbon-PEEK composites ». *Wear*, Vol. 162-164, 1993, pp. 385-396.
- [67] B. Suresha, G. Chandramohan, « Effect of normal load and sliding velocity on friction and wear behavior of carbon fiber reinforced epoxy composites ». *Journal of reinforced plastics and composites*, Vol. 26, 2007, pp. 1695-1703.
- [68] H.H. Shim, O.K. Kwon, S.R. Youn, «Effects of fiber orientation and humidity on friction and wear properties of graphite fiber composites », *Wear*. Vol. 157, 1992, pp. 141-149.
- [69] X. Ning, M.R. Lovell, « On the sliding friction characteristics of unidirectional continuous FRP composites ». *Journal of tribology*, Vol. 124, 2002, pp. 5-13.

[70] O. Smerdova, A. Le Bot, J. Cayer-Barrioz, B. Sarbaev, “Frottement des matériaux composites polymères a renfort de fibre de carbone : expériences et modélisation”, *AMAC-Comptes Rendus des JNC 17 – Poitiers-futuroscope 15-17 Juin 2011, France*, pp.178. <hal-00597754>.

[71] D. T. Pham, A. Gaurus, H. Ftancillette” Conception d'un nouveau test de frottement pour le forgeage à froid par extrusion et études tribologiques d'un alliage d'aluminium” *20ème Congrès Français de Mécanique CFM 20, Besançon, 29 Août au 2 Septembre 2011, France*.

[72] O. Roussette, Y. Desplanques, G. Degallaix, M. Minet, Y. Gallo « Comportement tribologique en freinage à haute énergie de garnitures en matériaux organiques ».