



HAL
open science

THERMOMECHANIQUE DES DISQUES DE FREIN

Application du Code de Calcul ANSYS v11.0

Ali Belhocine

► **To cite this version:**

Ali Belhocine. THERMOMECHANIQUE DES DISQUES DE FREIN Application du Code de Calcul ANSYS v11.0. Génie mécanique [physics.class-ph]. oran; Université des Sciences et de la Technologie d'Oran Mohamed Boudiaf, 2012. Français. NNT : . tel-00813255

HAL Id: tel-00813255

<https://theses.hal.science/tel-00813255v1>

Submitted on 16 Apr 2013

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

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

UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE D'ORAN

Mohamed Boudiaf

FACULTE DE GENIE MECANIQUE

DEPARTEMENT de GENIE MECANIQUE

THÈSE

Présentée par

BELHOCINE ALI

Pour l'obtention du Diplôme de

DOCTORAT EN SCIENCES

Spécialité : **GENIE MECANIQUE**

Thème

ETUDE THERMOMECHANIQUE DES DISQUES DE FREIN

Application du Code de Calcul ANSYS v11.0

Membres du jury :

Président :	YOUCEFI Abdelkader	Pr	USTOMB
Directeur de thèse :	BOUCHETARA Mostefa	Pr.	USTOMB
Examineurs :	BENGUEDIAB Mohamed	Pr.	U.de Sidi Belabbes
	BENAMAR Ali	Pr.	ENSET Oran
	TAMINE Tewfik	MCA	USTOMB
	OULD CHIKH Bahri	MCA	U. de Mascara

Année universitaire 2011/2012

Dédicace

*Je dédie ce modeste travail à mes chers
parents (ma mère et mon père)*

Mes chers frères et chères sœurs

A tous mes amis

REMERCIEMENTS

J'aimerais remercier vivement mon directeur de recherche, Monsieur BOUCHETARA Mostefa, Professeur à l'Université de Sciences et de la Technologie –Mohamed Boudiaf d'Oran qui a assuré la direction, le suivi et le bon déroulement de ce travail de recherche. Je tiens à le remercier encore une fois pour son encouragement et ses précieux conseils et critiques.

Je remercie messieurs les membres de jury d'avoir accepté de juger ce travail.

Mes remerciements les plus chaleureux vont à tous mes amis.

Enfin, je voudrais exprimer mes profonds remerciements à mes parents et à toute ma famille par leur soutien permanent durant les trois années que j'ai investi dans la recherche.

Résumé

L'objet de cette thèse est de présenter une étude du comportement thermomécanique des disques de frein automobiles pour la prédiction de leur tenue en fatigue. La stratégie de calcul numérique est reposée sur le code de calcul Ansys v.11. Ce dernier qui est basé sur la méthode des éléments finis et qui possède des algorithmes de gestion du contact avec frottement est utilisé pour simuler dans l'application du freinage le comportement du mécanisme malgré son complexité.

Dans un premier temps, est présentée une analyse des phénomènes thermiques opérant dans un disque de frein en service (flux de chaleur généré par frottement, gradients thermiques élevés, élévation de température). Cette modélisation est effectuée en tenant compte l'influence d'un certain nombre de paramètres tel que le type de freinage, le mode de refroidissement, les matériaux de conceptions.

Ensuite, une étude purement mécanique du contact sec entre le disque et plaquettes est développée avec une bonne prédiction devient un enjeu majeur pour les industriels tout en modélisant le chargement et les conditions aux limites autour du disque. Nous avons utilisé le même code de calcul pour visualiser les déplacements, les déformations globales dans le disque, les contraintes de cisaillement, les contraintes de Von Mises et les outils de contact des plaquettes tout en effectuant une étude paramétrique telle que (le module de Young des plaquettes, le coefficient de frottement , le type de chargement , la vitesse de rotation du disque ...) pour voir sa sensibilité sur les résultats de calcul.

Ainsi, les analyses faites sur le comportement thermique et mécanique que de ces prototypes montrent que ces types de solutions technologiques représentent de réelles pistes d'amélioration qui répond au besoin de l'ingénieur en charge de la conception des disques de frein.

Mots clés :

Ansys 11.0- Contact sec-Méthode des éléments finis (MEF)-disque de frein ventilé –Disque de frein plein- Fonte Grise- Plaquettes –Etrier- Analyse transitoire-Coefficient de transfert thermique-CFX-Etude paramétrique-Contraintes thermiques-Flux de chaleur—Température-Maillage-Frottement-Chargement mécanique-Conditions aux limites-Déformée totale-Contraintes équivalentes de Von Mises-Contraintes de cisaillement -Déformations-Distribution de pression de contact-Fissure-Usure.

Abstract

The object of this thesis is to present a study of thermomechanical behavior of the automobile discs brake for the prediction of their resistance to fatigue. The numerical strategy of calculation is rests on computer code Ansys v. 11. This last which is based on the finite element method and which has management algorithms frictional contact is used to simulate in the braking application, the behavior of mechanism in spite of its complexity.

At first, presented an analysis of thermal phenomena operating in a disk brake on (heat flux generated by friction, high thermal gradients, temperature rise). This modeling is carried out by holding account the influence of certain number parameters such as the type of braking, cooling mode, materials designs.

Then, a study of purely mechanical dry contact between the disc and pads is developed with a good prediction becomes a major stake for the industrialists while modeling the loading and the boundary conditions around the disc .We used the same computer code to visualize displacements, total deformations in the disc, shear stresses, Von Mises stresses and, the tools of contact pads while carrying out a parametric study such as (Young's modulus pads, coefficient of friction, loading type, rotational speed of the disc..) to see its sensitivity on the calculation results.

Thus, the analyzes done on the thermal and mechanical behavior of these prototypes that show that these types of technological solutions represent real areas for improvement that meets the need of the engineer in charge of the design of the brake discs.

Keywords :

Ansys 11.0- Drying contact –Finite element method (FEM)-Ventilated disc brake-Plain disc brake- Gray cast iron - Pads –Caliper -Transient analysis –Heat transfer coefficient-CFX- Parametric study- Thermal stress-Heat flux -Temperature-Mesh-Friction- Mechanical loading –Boundary conditions –Total distortion-Stress equivalent of Von Mises-Shear stress- Deformation- Contact pressure distribution -Crack-Wear.

TABLE DES MATIERES

Dédicace	
Remerciements	i
Résumé	ii
Abstract	iii
Table des matières	iv
Liste des figures et des tableaux	viii
Nomenclature	xiv
Introduction générale.....	1
Chapitre I : Etude Bibliographique.....	3
I.1. Introduction.....	3
I.2. Structure générale d'un système de freinage.....	3
I.3. Frein travaillant par frottement.....	4
I.3.1. Frein à tambour	4
I.3.1.1 Principe de fonctionnement.....	4
I.3.2. Frein à disque	6
I.3.2.1. Description d'un disque	7
I.4. Eléments d'un frein à disque.....	8
I.5. Types des étriers.....	8
I.5.1. Frein à étrier coulissant.....	9
I.5.2. Frein à étrier fixe.....	9
I.6. Les types de disque frein.....	10
I.7. Autres types de disques et leurs caractéristiques.....	11
I.7.1. Les disques rainurés	11
I.7.2. Les disques percés	12
I.8. Comparaison entre disque et tambour.....	12
I.8.1. Avantages.....	12
I.8.2. Inconvénients.....	12
I.9. Les plaquettes.....	13
I.10. Problème du disque de frein.....	14
I.11. Les matériaux du disque de frein	14
I.11.1. Le disque	15
I.11.2. Les garnitures.....	15
I.11.3. Les supports.....	16
I.12. Critère d'évaluation d'un système de freinage.....	16
I.12.1. Efficacité.....	16
I.12.2. Confort.....	17
I.12.3. Endurance.....	17
I.12.4. Autres critères.....	19
I.13. Phénomènes thermiques dans le disque.....	19

I.14. Phénomènes mécaniques dans le disque.....	19
I.15. Matériaux conventionnels : Aciers,Fontes,	20
I.15.1. Acier	20
I.15.2. Fontes.....	20
I.15.3 .Carbone.....	21
I.15.4 .Conditions d'utilisation.....	21
Chapitre II : Transfert de Chaleur.....	22
II.1. Introduction.....	22
II.2. Définitions.....	22
II.2.1. Champ de température.....	22
II.2.2 . Gradient de température.....	23
II.2.3 . Flux de chaleur.....	23
II.3. Modes de transfert de chaleur.....	23
II.3.1. Conduction.....	24
II.3.1.1 .Résistance thermique.....	24
II.3.1.2 ..Les régimes permanents.....	25
II.3.1.3. Les régimes transitoires.....	26
II.3.2. Convection.....	26
II.3.2.1. Le nombre de Reynolds.....	27
II.3.2.2. Le nombre de Nusselt.....	27
II.3.2.3 .Le nombre de Prandtl.....	27
II.3.3. Rayonnement.....	27
II.4 . Stockage d'énergie.....	28
II.5 .Les équations gouvernantes du transfert de chaleur transitoire par conduction.....	28
II.6. Calcul de flux de chaleur entrant dans le disque.....	29
II.6.1. Introduction.....	29
II.6.2. Les efforts agissant aux roues lors du freinage.....	30
II.6.3 .Puissance de freinage totale.....	31
II.6.4 . Expression du flux thermique initial.....	33
Chapitre III : Modélisation Thermomécanique du Problème.....	34
III.1. Introduction.....	34
III.2. La modélisation thermique du problème	34
III.2.1 .Equation de la chaleur.....	34
III.2.2. Forme différentielle	35
III.2.3 .Forme intégrale faible.....	35
III.2.4. Forme discrétisé : éléments finis.....	36
III.2.4.1. Représentation élémentaire (ou locale) du champ de températures.....	36
III.2.4.2 .Représentation globale du champ de températures.....	37
III.2.4.3. Partition des degrés de liberté.....	37
III.2.4.4 .Discrétisation de la forme intégrale faible.....	38
III.2.4.4.1 .Conditions initiales et conditions aux limites.....	39
III.3. Etude mécanique du contact plaquette de frein/disque.....	40
III.3.1 .Introduction	40
III.3.2 .Simulation du problème en ANSYS.....	40
III.3.3. Création du modèle sur ANSYS Workbench.....	41

III.3.4 .Choix du maillage	42
III.3.5 .Détermination de la pression de contact.....	43
III.3.6. Modélisation du modèle de contact de frein à disque.....	45
III.3.6.1. Modélisation du chargement et des conditions aux limites.....	45
III.3.6.1.1. Conditions aux limites appliquées au disque.....	45
III.3.6.1.2. Conditions aux limites et chargement appliquées aux plaquettes.....	46
III.3.7 .Gestion du contact.....	47
III.3.8 .Lancement de calcul.....	47
III.4. Modélisation du couplage thermomécanique.....	47
III.4.1. Introduction.....	47
III.4.2. Méthode de la résolution.....	48
III.4.3. Formulation du problème.....	48
III.4.3.1. Problème thermique.....	49
III.4.3.1.1.Flux de chaleur.....	50
III.4.3.2. Problème élastique.....	51
III.4.4. Analyse en ANSYS Multiphysics.....	52
Chapitre IV : Résultats et Discussions.....	55
IV.1. Introduction.....	55
IV.2. Fiche technique du véhicule choisi.....	55
IV.3. Description du disque de frein ventilé et plein et des plaquettes.....	56
IV.4. Détermination du coefficient d'échange par convection (h).....	57
IV.4.1. Introduction.....	57
IV.4.2 . Modélisation en ANSYS CFX.....	58
IV.4.3 . Préparation de la géométrie et du maillage.....	59
IV.4.3.1. Domaine fluide	59
IV.4.3.1.1. Préparation du Maillage.....	59
IV.4.3.2. Disque de frein.....	60
IV.4.3.3 . Etude du maillage.....	61
IV.4.4. Flux d'air en mécanique des fluides.....	61
IV.4.5. Equations caractérisant un domaine fluide.....	62
IV.4.6. Modèle physique.....	62
IV.4.6.1. Etat stationnaire.....	62
IV.4.6.1.1 . Initialisation de la turbulence.....	62
IV.4.6.1.2. Définition du modèle matériau.....	63
IV.4.6.1.3. Définition du modèle Conditions Limites.....	63
IV.4.6.1.4 . Application des interfaces de domaine.....	63
IV.4.6.1.5. Méthode de résolution transient.....	63
IV.4.6.2 . Etat instationnaire.....	64
IV.4.7 . Condition temporelles.....	64
IV.4.8. Lancement du calcul et affichage écran des données.....	64
IV.5 . Analyse des résultats.....	64
IV.5.1 .Cas stationnaire.....	64
IV.5.2. Cas instationnaire	67
IV.6. Evolution transitoire de la température du disque.....	70
IV.6.1. Introduction.....	70
IV.6.2 .Description paramétrique du freinage.....	71
IV.6.3 .Maillage ou discrétisation.....	71

IV.6.4. Chargement et conditions aux limites.....	72
IV.6.5 .Résultats et corrélation.....	73
IV.6.5.1. Disque plein.....	73
IV.6.5.2. Disque ventilé.....	73
IV.6.6 .Comparaison et interprétation.....	75
IV.6.6.1 . Comparaison entre les trois types de fonte.....	75
IV.6.6.2 . Comparaison entre disque plein et ventilé.....	76
IV.6.7 Influence du mode de freinage.....	80
IV.6.7.1 Freinage répété.....	80
IV.7 .Résultats de calcul mécanique et discussions.....	83
IV.7.1. Maillage du modèle.....	83
IV.7.2. La déformée totale	83
IV.7.3. Contraintes équivalentes de Von Mises.....	85
IV.7.4 .Champs de contraintes sur les plaquettes de frein.....	87
IV.7.4.1 . Plaquette intérieure.....	87
IV.7.4.1.1. Répartition du champ des contraintes équivalentes de Von Mises.....	87
IV.7.4.1.2 .Répartition du champ de pression de contact.....	88
IV.7.4.2 . Plaquette extérieure.....	90
IV.7.4.2.1 . Répartition du champ des contraintes équivalentes de Von Mises.....	90
IV.7.4.2.2. Répartition du champ de pression de contact.....	91
IV.7.5 . Contraintes traction/compression et contraintes de cisaillement dans le disque.....	92
IV.7.6 . Cas d'un disque sans rotation.....	93
IV.7.7.Cas d'un étrier à double piston.....	97
IV.7.8 Résultats des modèles maillés	98
IV.7.8.1. Influence de la finesse du maillage.....	100
IV.7.9 .Influence du matériau des plaquettes.....	101
IV.7.9.1. Influence du module de Young des plaquettes.....	101
IV.7.9.2. Influence du coefficient de frottement.....	103
IV.7.9.3. Influence de la vitesse de rotation du disque.....	105
IV.7.9.4 .Cas d'un disque en Acier Inoxydable.....	107
IV.7.9.4.1. Comparaison entre le champ des déplacements.....	107
IV.7.9.4.2.Comparaison entre le champ des contraintes.....	108
IV.7.9.5 .Etude de l'influence de la rainure.....	109
IV.8 .Résultats du calcul thermoélastique.....	111
IV.8.1. Déformée totale et contraintes de Von Mises du modèle	111
IV.8.2. Champs des contraintes de Von Mises dans la plaquette intérieure.....	113
IV.8.3. Pression de contact	115
IV.8.4. Déformation du disque	117
IV.8.5. L'effet parapluie	117
Conclusion générale et perspectives.....	119
Bibliographie.....	122

LISTE DES FIGURES ET DES TABLEAUX

Liste des figures

<i>Fig .I.1 : Schéma d'implantation du système de freinage.....</i>	<i>3</i>
<i>Fig. I.2 : Frein à tambour.....</i>	<i>4</i>
<i>Fig. I.3 : Vue 3D d'un frein à tambour.....</i>	<i>4</i>
<i>Fig.I.4 : Différentes technologies.....</i>	<i>5</i>
<i>Fig. I.5 : Désignation des principaux éléments.....</i>	<i>6</i>
<i>Fig. I.6 : Exemples de freins à disque.....</i>	<i>7</i>
<i>Fig. I.7 : Le disque plein.....</i>	<i>7</i>
<i>Fig. I.8 : Gorge calorifique.....</i>	<i>8</i>
<i>Fig. I.9 : Les éléments d'un frein avant.....</i>	<i>8</i>
<i>Fig. I.10 : Types d'étriers.....</i>	<i>9</i>
<i>Fig. I.11 : Le système à étrier flottant</i>	<i>9</i>
<i>Fig. I.12 : Le système à étrier à chape flottante.....</i>	<i>9</i>
<i>Fig. I.13 : Le système à étrier fixe.....</i>	<i>9</i>
<i>Fig. I.14 : Exemple de disque plein.....</i>	<i>10</i>
<i>Fig. I.15 : Exemple de disque ventilé.</i>	<i>10</i>
<i>Fig. I.16 : Différentes géométries d'ailettes.</i>	<i>11</i>
<i>Fig. I.17 : Disques ventilés : différentes conceptions.....</i>	<i>11</i>
<i>Fig. I.18 : Circulation de l'air dans les canaux d'un disque ventilé.....</i>	<i>11</i>
<i>Fig. I.19 : Disque rainuré.....</i>	<i>12</i>
<i>Fig. I.20 : Disque percé.....</i>	<i>12</i>
<i>Fig. I.21 : Plaquette de frein.....</i>	<i>13</i>
<i>Fig. I.22 : Disque carbone-céramique.....</i>	<i>15</i>
<i>Fig. I.23 : Observation d'une fissure radiale de la bordure extérieure du disque jusqu'au bol.....</i>	<i>18</i>
<i>Fig. I.24 : Faïençage sur les pistes de frottement</i>	<i>18</i>
<i>Fig. I.25 : Fissure radiale sur les pistes de frottement.....</i>	<i>18</i>
<i>Fig. I.26 : Fissure en pied d'ailette</i>	<i>18</i>
<i>Fig. I.27 : Rupture dans la gorge du bol.....</i>	<i>18</i>
<i>Fig. I.28 : Section de disque fissuré</i>	<i>18</i>
<i>Fig. I.29 : Fissure dans la gorge.....</i>	<i>18</i>
<i>Fig. I.30 : Usure des pistes</i>	<i>19</i>
<i>Fig. I.31 : Usure non-uniforme.....</i>	<i>19</i>
<i>Fig. I.32 : Dépôts de matière sur les pistes du disque.....</i>	<i>19</i>
<i>Fig. I.33 : Usure excessive des plaquettes.....</i>	<i>19</i>
<i>Fig. I.34 : Mise en cône d'un disque de frein.....</i>	<i>20</i>
<i>Fig.II.1 : Gradient de température.....</i>	<i>23</i>
<i>Fig.II.2 : Lois de Fourier.....</i>	<i>24</i>
<i>Fig.II.3 : Résistance thermique.....</i>	<i>24</i>
<i>Fig.II.4 : Définition d'un élément de surface d'échange.....</i>	<i>26</i>
<i>Fig.II.5 : Élément en rayonnement.....</i>	<i>28</i>
<i>Fig.II.6 : Définition des forces agissant sur une automobile lors du freinage.....</i>	<i>30</i>
<i>Fig.II.7 : Efforts agissant sur une voiture freinée, freinage d'arrêt sur plat.....</i>	<i>32</i>
<i>Fig.III.1 : Bilan thermique.</i>	<i>34</i>
<i>Fig.III.2 : Organigramme principal de résolution de système d'équations par la M.E.F.</i>	<i>39</i>

Fig.III.3 : Création du modèle sur ANSYS WB11.	42
Fig.III.4 : Élément tétraèdre quadratique isoparamétrique à 10 noeuds.....	42
Fig.III.5 : Maillage d'un disque Nœuds 33256 éléments 17393	42
Fig.III.6 : Maillage d'une plaquette rainurée Nœuds 2669 éléments 1266.....	42
Fig.III.7 : Zone de contact sélectionnée en ANSYS 1 Face : Aire (Approx.)= 35797 mm ²	43
Fig.III.8 : 2 Faces Aire = 5246,3 mm ²	44
Fig.III.9 : 1 Corps : Volume= 85534 mm ³	44
Fig.III.10 : Modèle FE d'un ensemble disque-plaquette.....	44
Fig.III.11 : Zone de contact.....	45
Fig.III.12 : Conditions aux limites et chargement imposées au disque-plaquette.....	46
Fig.III.13 : Conditions aux limites et chargement imposées au disque-plaquette à deux pistons.....	47
Fig.III.14 : Schéma du couplage thermomécanique	48
Fig.III.15 : Modèle de disque de frein et plaquettes.....	49
Fig.III.16 : Modèle élastique en élément fini de disque et plaquette.....	49
Fig.III.17 : Modèle élément fini élastique pour l'analyse thermoélastique transitoire	49
Fig.III.18 : Modèle de simulation d'un disque frein ventilé-plaquette.....	53
Fig.III.19 : Organigramme de calcul thermomécanique en ANSYS Multiphysics.....	54
Fig.III.20 : L'analyse du couplage thermoélastique en ANSYS Multiphysics.....	54
Fig.IV.1 : Ensemble disque-plaquette.....	55
Fig.IV.2 : Application du flux.....	55
Fig.IV.3 : Disque ventilé (vue en contour).....	56
Fig.IV.4 : Caractéristiques géométriques du disque ventilé.....	56
Fig.IV.5 : Disque plein.....	57
Fig.IV.6 : Plaquettes de frein pour Citroën.....	57
Fig.IV.7 : Caractéristiques géométriques des plaquettes de frein.....	57
Fig.IV.8 : Modèle de CFD de disque de frein.....	58
Fig.IV.9 : Définition des surfaces du domaine fluide.....	59
Fig.IV.10 : Domaine fluide (Vue de surface solide).....	59
Fig.IV.11 : Domaine fluide (Vue de surface transparente).....	59
Fig.IV.12 : Maillage du domaine fluide.....	60
Fig.IV.13 : Définition des surfaces du disque plein.....	60
Fig.IV.14 : Définition des surfaces du disque ventilé.....	60
Fig.IV.15 : Disque plein.....	61
Fig.IV.16 : Disque ventilé.....	61
Fig.IV.17 : Maillage du disque plein. Nombre d'éléments 272392.....	61
Fig.IV.18 : Maillage du disque ventilé. Nombre d'éléments 272392.....	61
Fig.IV.19 : Répartition de coefficient de transfert de chaleur sur un disque plein dans le cas stationnaire (FG 15).....	65
Fig.IV.20 : Répartition de coefficient de transfert de chaleur sur un disque ventilé dans le cas stationnaire (FG 25 AL).....	65
Fig.IV.21 : Répartition de coefficient de transfert de chaleur sur un disque ventilé dans le cas stationnaire (FG 20).....	65
Fig.IV.22 : Répartition de coefficient de transfert de chaleur sur un disque ventilé dans le cas stationnaire (FG 15).....	66
Fig.IV.23 : Variation du coefficient de transfert de chaleur (h) des différentes surfaces pour un disque plein dans le cas instationnaire (FG 15).....	67

Fig. IV.24 : Variation du coefficient de transfert de chaleur (h) des différentes surfaces pour un disque ventilé dans le cas instationnaire (FG 25 AL).....	67
Fig.IV.25 : Variation du coefficient de transfert de chaleur (h) des différentes surfaces pour un disque ventilé dans le cas instationnaire (FG 20).....	68
Fig.IV.26 : Variation du coefficient de transfert de chaleur (h) des différentes surfaces pour un disque ventilé dans le cas instationnaire (FG 15).....	68
Fig.IV.27 : Variation du coefficient de transfert de chaleur (h) sur la surface (SPV2) et en fonction du temps pour un disque ventilé (FG 15).....	69
Fig.IV.28 : Variation du coefficient de transfert de chaleur (h) sur la surface (SVI) et en fonction du temps pour un disque ventilé (FG 15).....	70
Fig.IV.29 : Vitesse de freinage en fonction du temps (freinage du type 0).....	71
Fig.IV.30 : Flux de chaleur en fonction du temps.....	71
Fig.IV.31 : Maillage d'un disque plein.....	72
Fig.IV.32 : Maillage d'un disque à faces mappées.....	72
Fig.IV.33 : Maillage d'un disque ventilé.....	72
Fig.IV.34 : Variation de la température du disque plein en fonction du temps (FG 15).....	73
Fig.IV.35 : Répartition de la température pour un disque plein d'un matériau (FG 15).....	73
Fig.IV.36 : Variation de la température du disque ventilé en fonction du temps (FG 25AL).....	73
Fig.IV.37 : Répartition de la température pour un disque ventilé d'un matériau (FG 25AL).....	73
Fig.IV.38 : Variation de la température du disque ventilé en fonction du temps (FG 20).....	74
Fig.IV.39 : Répartition de la température pour un disque ventilé d'un matériau (FG 20).....	74
Fig.IV.40 : Variation de la température du disque ventilé en fonction du temps (FG 15).....	74
Fig.IV.41 : Répartition de la température pour un disque ventilé d'un matériau (FG 15).....	74
Fig.IV.42 : Variation de la température en fonction de l'épaisseur pour les trois type de fontes (FG 25 AL, FG 20 et FG 15).....	75
Fig.IV.43 : Variation de la température en fonction de rayon pour les trois type de fontes (FG 25 AL, FG 20 et FG 15).....	76
Fig.IV.44 : Répartition de la température pour un disque plein d'un matériau FG 15.....	77
Fig.IV.45 : Répartition de flux de chaleur total pour un disque plein d'un matériau FG 15.....	77
Fig.IV.46 : Répartition de flux de chaleur directionnel à l'instant $t= 1.8839$ [s] selon les trois axes (X, Y, Z) pour un disque plein d'un matériau FG 15.....	78
Fig.IV.47 : Répartition de la température pour un disque ventilé d'un matériau FG 15.....	78
Fig.IV.48 : Répartition de flux de chaleur total pour un disque ventilé d'un matériau FG 15.....	79
Fig.IV.49 : Répartition de flux de chaleur directionnel à l'instant $t= 1.8506$ [s] selon les trois axes (X,Y,Z) pour un disque ventilé d'un matériau FG 15.....	79
Fig.IV.50 : Variation de la température en fonction de l'épaisseur pour les deux conceptions avec le même matériau (FG15).....	79

Fig.IV.51 : Variation de la température en fonction de rayon pour les deux conceptions avec le même matériau (FG15).....	80
Fig. IV.52 : Cycle avec quatorze freinages successifs (mode 1).....	81
Fig. IV.53 : Cycle de freinage avec phase de ralenti après chaque freinage (mode 2).....	81
Fig. IV.54 : Carte thermique du disque en mode de freinage 1 à l'instant $t=131,72$ [s].....	82
Fig. IV.55 : Carte thermique du disque en mode de freinage 2 à l'instant $t=130,45$ [s].	82
Fig. IV.56 : Evolution de la température des deux modes de freinage en fonction du temps	82
Fig.IV.57 : Maillage volumique du disque et plaquettes Nœuds 39208 ,Eléments 20351.....	83
Fig.IV.58 : La variation de la déformée totale du modèle (échelle réelle).....	84
Fig.IV.59 : La déformée totale de la plaquette intérieure à la fin de freinage $t=45$ [s].....	84
Fig.IV.60 : La déformée totale du disque à la fin de freinage $t=45$ [s].....	84
Fig.IV.61 : La déformée totale de la plaquette extérieure à la fin de freinage $t=45$ [s].....	84
Fig.IV.62 : Variation de la déformée totale en fonction du temps.....	85
Fig.IV.63 : Concentration des contraintes de Von Mises dans les trous de fixation	85
Fig.IV.64 : Détail de concentration des Contraintes.....	85
Fig.IV.65 : Distribution des contraintes de Von Mises dans le modèle disque-plaquette.....	86
Fig.IV.66 : Évolution des contraintes de Von Mises selon le temps de simulation.....	86
Fig.IV.67 : Distribution des contraintes de Von Mises dans la plaquette intérieure.....	87
Fig.IV.68 : Variation des contraintes Von Mises en fonction de l'angle circulaire dans la plaquette intérieure.....	88
Fig.IV.69 : Distribution des pressions de contact dans la plaquette intérieure.....	89
Fig.IV.70 : Variation des pressions de contact en fonction de l'angle circulaire dans la plaquette intérieure.....	89
Fig.IV.71 : Répartition de la contrainte de frottement.....	90
Fig.IV.72 : Répartition de la distance de glissement.....	90
Fig.IV.73 : Distribution des contraintes de Von Mises dans la plaquette extérieure.....	91
Fig.IV.74 : Distribution des pressions de contact dans la plaquette extérieure.....	91
Fig.IV.75 : Variation des pressions de contact en fonction de l'angle circulaire dans la plaquette extérieure.....	92
Fig.IV.76 : Répartition de contrainte de frottement.....	92
Fig.IV.77 : Répartition de la distance de glissement.....	92
Fig.IV.78 : Contraintes normales et contraintes de cisaillement à $t=45$ [s].....	93
Fig.IV.79 : Contraintes de Von Mises.....	93
Fig.IV.80 : Déformée totale	93
Fig.IV.81 : Déplacements sur le rayon extérieur moyen et sur la couronne extérieure du disque en fonction de l'angle.....	94
Fig.IV.82 : Variation de l'effort de réaction sur le disque en fonction du temps.....	94
Fig.IV.83 : Forces de réaction sur la piste intérieure du disque	95
Fig.IV.84 : Contraintes normales et contraintes de cisaillement à $t=45$ [s].....	95
Fig.IV.85 : Effet de rotation du disque sur les déplacements.....	97
Fig.IV.86 : Effet de rotation du disque sur le champ des contraintes	97
Fig.IV.87 : Contraintes de Von Mises.....	98
Fig.IV.88 : Détail de concentration des contraintes.....	98
Fig.IV.89 : Déformées totales.....	98

Fig.IV.90 : Maillage volumique du disque Nœuds 39208 , Eléments 20351.....	99
Fig.IV.91 : Maillage à éléments quadrilatères Nœuds 90680 ,Eléments 31879.....	99
Fig.IV.92 :Maillage à éléments hexaédriques Nœuds 103098 , Eléments 36901.....	99
Fig.IV.93 : Maillage fin. Nœuds 160918 ,Eléments 88625.....	99
Fig.IV.94 : Maillage plus raffiné, Nœuds 185901 , Eléments 113367.....	100
Fig.IV.95 : Comportement de la plaquette intérieure.....	101
Fig.IV.96 : Résultats des contraintes en fonction du module de Young.....	102
Fig.IV.97 : Déformée totale à la fin de freinage.....	103
Fig.IV.98 : Contraintes de Von Mises à l'instant $t= 3,5$ [s].....	104
Fig.IV.99 : Champs de pression de contact d'interface à l'instant $t = 2$ [s].....	104
Fig.IV.100 :Evolution de contrainte de frottement pour différentes valeurs de μ	105
Fig.IV.101 : Evolution de distance de glissement pour différentes valeurs de μ	105
Fig.IV.102 : Distributions de pression de contact d'interface.....	106
Fig.IV.103 : Distributions de contrainte de frottement d'interface.....	106
Fig.IV.104 : Champs de contrainte Von Mises de frottement d'interface.....	106
Fig.IV.105 : Influence de la vitesse de rotation sur la distribution du champ de contrainte de Von Mises.....	107
Fig.IV.106 : Déformée totale à la fin de simulation.....	108
Fig.IV.107 : Contraintes Von Mises à la fin de simulation.....	108
Fig.IV.108 : Variation de la déformée totale en fonction du temps pour les deux disques	109
Fig.IV.109 : Variation de la contrainte de Von Mises en fonction du temps pour les deux disques.....	109
Fig.IV.110 : Plaquette sans rainure	110
Fig.IV.111 : Plaquette avec rainure.....	110
Fig.IV.112 : Influence de la rainure sur la variation du champ de contrainte de Von Mises	110
Fig.IV.113 : Influence de la rainure sur la variation de la déformée totale	110
Fig.IV.114 : Distribution de la température du disque et plaquettes à l'instant $t=1,7271$ [s].....	111
Fig. IV.115 : Déplacements du rayon moyen et la couronne extérieure du disque en fonction de la position angulaire à l'instant $t=3.5$ [s].....	112
Fig.IV.116 : variation des déplacements de piste en fonction du rayon pour différentes positions angulaires à l'instant $t=3.5$ [s].....	112
Fig. IV.117 : Comparaison pour les résultats des déplacements entre les deux modèles traités.....	113
Fig. IV.118 : Comparaison pour les résultats des contraintes Von Mises entre les deux modèles traités.....	113
Fig.IV.119 : Distribution des contraintes de Von Mises dans la plaquette intérieure. simple piston (à gauche et au centre) , à double piston (à droite).....	115
Fig. IV.120 : Distribution de pression de contact le long des bords inférieur , supérieur et moyen de la plaquette à l'instant $t= 1.7271$ [s].....	116
Fig.IV.121 : Variation de contrainte de Von Mises en fonction du temps dans le couplage thermomécanique.....	116
Fig.IV.122 : Contrainte de frottement et distance de glissement de la plaquette intérieure à l'instant $t= 3.5$ [s].....	117
Fig. IV.123 : Déformée totale maximale en couplage thermomécanique.....	117
Fig. IV.124 : L'effet parapluie d'un disque.....	118

Liste des tableaux

Tableau. I.1 : Composition et résistance des 03 sortes de fontes pour la conception des disques.....	20
Tableau .III.1 : Tableau des caractéristiques mécaniques des deux pièces.....	41
Tableau .III.2 : Caractéristiques de conception des deux pièces.....	41
Tableau.III.3 : Données de véhicule.....	43
Tableau III.4 : Résultats d'un maillage d'un type d'éléments tétraèdre quadratique à 10 nœuds.....	44
Tableau III.5 : Résumé des types d'éléments.....	45
Tableau III.6 : Propriétés thermo-élastiques utilisées dans la simulation.....	53
Tableau. IV.1 : Fiche technique du véhicule Citroën de type CX GTi Turbo 2.....	55
Tableau. IV.2 : Nombre d'éléments des différents maillage.....	61
Tableau IV.3 : Valeur du coefficient de transfert de chaleur de différentes surfaces dans le cas stationnaire pour un disque plein (FG 15).....	65
Tableau IV.4 : Valeur du coefficient de transfert de chaleur de Différentes surfaces dans le cas stationnaire pour un disque ventilé (FG 25 AL, FG 20 et FG15).....	66
Tableau. IV.5 : Statistiques de maillage calculées par le Multiphysics [Ansys WB].....	72
Tableau. IV.6 : Résultats de la simulation numérique.....	96
Tableau. IV.7 : Résultats des différents cas de maillage.....	99
Tableau. IV.8 : Contraintes de Von Mises et déformées totales.....	100
Tableau. IV.9 : Comparaison entre les résultats du maillage fin et maillage raffiné.....	100
Tableau. IV.10 : Propriétés mécaniques des plaquettes de frein.....	101
Tableau. IV.11 : Influence du matériau de plaquette de frein (valeurs extrêmes).....	102
Tableau. IV.12 : Tableau des caractéristiques mécaniques des deux pièces.....	107

NOMENCLATURE

a	: Décélération	(m ² /s)
A_d	: Surface de disque balayée par une plaquette	(mm ²)
A_c	: Surface de plaquette en contact avec le disque	(mm ²)
c	: Chaleur massique	(J kg ⁻¹ °C ⁻¹)
C	: Carbone	
C_p	: Capacité thermique massique	(J/(kgK))
C_x	: Coefficient de forme	
$[C]$: Matrice de capacité thermique	(J/K)
d	: Diamètre, ou distance	(m)
E	: Le module d 'Young	(GPa)
f_h	: Facteur de répartition de l'effort de freinage , essieu arrière	
f_v	: Facteur de répartition de l'effort de freinage , essieu avant	
f_r	: Coefficient de résistance au roulement	
F	: Force	(N)
$\{F\}$: Vecteur des flux nodaux	(W)
F_D	: Force motrice	(N)
F_{FH}	: Effort de freinage rapporté à l'essieu arrière	(N)
F_{FV}	: Effort de freinage rapporté à l'essieu avant	(N)
F_G	: Effort de pesanteur	(N)
F_P	: Effort exercé par le conducteur	(N)
F_R	: Force de frottement	(N)
F_{RA}	: Force de résistance de l'air	(N)
F_{RP}	: Force de résistance due à la pente	(N)
F_{RRH}	: Force de résistance au roulement de la roue arrière	(N)
F_{RRV}	: Force de résistance au roulement de la roue avant	(N)
F_{QH}	: Charge statique rapportée à l'essieu arrière	(N)
F_{QV}	: Charge statique rapportée à l'essieu avant	(N)
F_S	: Effort de freinage	(N)
g	: Accélération de la pesanteur	(ms ⁻²)
h	: Coefficient d'échange	(Wm ⁻² K ⁻¹)
k	: Conductivité thermique du matériau	(Wm ⁻¹ K ⁻¹)
$[K]$: Matrice de conductivité thermique	(W/K)
L	: Distance entre l'essieu avant et l'essieu arrière	
L_H	: Distance entre l'axe du l'essieu avant et le centre de gravité du véhicule	
L_V	: Distance entre l'axe du l'essieu arrière et le centre de gravité du véhicule	
m	: Masse du véhicule	(kg)
Mn	: Manganèse	
Mo	: Molybdène	
n	: Nombre de nœuds de l'élément.	
\vec{n}	: Vecteur unitaire de la normale	
$N_i(\xi, \eta, \zeta)$: Fonctions d'interpolation ou fonctions de forme.	
Ni	: Nickel	
P	: Pression hydraulique	(MPa)
P	: Phosphore	

P_F : Puissance de freinage	(W)
P_{FVI} : Puissance de freinage rapporté au disque de frein	(W)
P_R : Puissance de freinage due au roulement	(W)
Q : Puissance thermique	(W)
Q_V : Flux de chaleur	(W)
Q'_V : Flux de chaleur par unité de surface	(W/m ²)
R : Résistance thermique	(W ⁻¹ K)
R : Rayon	(m)
R_m : Résistance à la rupture	(N/mm ²)
S : Surface	(mm ²)
S_c : L'indice de saturation du carbone	
S_f : Surface frontale du véhicule	(mm ²)
S_i : Silicium	
t : Temps	(s)
T : Champ de température	(°C)
$\{T\}$: Vecteur des températures nodales	(K)
Ti :Titane	
T_0 : Température initiale	(°C)
T_p : Température de la surface	(°C)
T_{∞} : Température du milieu environnant la surface	(°C)
u_m : Vitesse moyenne	(m/s)
v : Vitesse	(m/s)
v_0 : Vitesse initiale	(m/s)
V : Volume	(m ³)
x : Coordonnées cartésiennes	
y : Coordonnées cartésiennes	
z : Coordonnées cartésiennes, ou cylindriques	

Caractères grecs

δ_{ij} : Symbole de Kronecker	
ε_p : Facteur d'émission de la surface	
ε_p : Facteur d'exploitation	
λ : Conductivité thermique	(Wm ⁻¹ K ⁻¹)
θ : Coordonnées angulaires, ou angle	
μ : Coefficient de frottement	
μ : Viscosité dynamique du fluide	(kg m ⁻¹ s ⁻¹)
ν : Coefficient de Poisson	
ν : Viscosité cinématique du fluide	(m ² s ⁻¹)
ρ : Densité	(kg/m ³)
ρ_a :Masse volumique de l'air	(kgm ⁻³)
σ : Constante de Stephan = $5,67 \times 10^{-8}$	(Wm ⁻² K ⁻⁴)
σ_{xx} : Contrainte normale dans la direction x	
σ_{xy} : Contrainte de cisaillement dans le plan xy	

σ_{xz}	: Contrainte de cisaillement dans le plan xz	
σ_{yy}	: Contrainte normale dans la direction y	
σ_{yz}	: Contrainte de cisaillement dans le plan yz	
σ_{zz}	: Contrainte normale dans la direction z	
φ	: Flux de chaleur	(W)
ϕ	: Densité de flux de chaleur	(W/m ²)
ω	: Vitesse de rotation	(rad/s)

Opérateurs mathématiques

$\overline{\text{Grad}}$: Gradient
div	: Divergence d'un vecteur
∇	: Nabla
∂	: Dérivée première partielle

Nombres sans dimensions

Nu	: Le nombre de Nusselt
Pr	: Le nombre de Prandtl
Re	: Le nombre de Reynolds

Exposants*

(e)	: élastique
(m)	: mécanique
(th)	: thermique

Abréviation

ABS	: Système antiblocage
FG	: Fonte grise
ECE	: Commission économique européenne

INTRODUCTION GENERALE

Lorsque deux corps entrent en contact avec frottement, il y a dissipation d'énergie et donc de la chaleur produite au niveau du contact, ce qui entraîne une dilatation pouvant accroître le champ de pression, Ce phénomène s'accroît si les contraintes tangentielles ainsi que les vitesses relatives de glissement entre les deux corps sont importantes .Ces effets thermomécaniques se traduisent la plus part du temps par la formation de zones localisées à très forts gradients thermiques, les points chauds. Il y a apparition de déformations thermiques et des concentrations de contraintes pouvant générer des fissures, des vibrations, etc.

Avec le développement des nouvelles technologies dans l'industrie automobile, les véhicules sont devenus de plus en plus performants. Les systèmes de freinage doivent suivre ce même rythme. Le frein, comme organe majeur de sécurité, suscite constamment un grand intérêt pour les ingénieurs. Outre la concurrence dans le domaine de l'automobile de plus en plus rude s'ajoute les soucis d'efficacité, de fiabilité, de confort, du coût et du délai de fabrication. L'objectif de l'ingénieur est donc de trouver le meilleur compromis entre ces exigences de sécurité et de ces contraintes technico-économiques. Pour pouvoir réaliser une conception optimale, il convient de mettre en œuvre des techniques numériques complétant les études expérimentales.

Dans l'industrie aéronautique et automobile, de nombreuses pièces sont soumises simultanément à des sollicitations thermiques et mécaniques. Les sollicitations thermomécaniques peuvent provoquer des déformations et mêmes des endommagements .Par exemple, le frottement dans un système de freinage génère de la chaleur dans le disque laquelle peut engendrer des déformations et des vibrations.

Dans cette étude, on s'intéressera à la modélisation numérique du comportement thermomécanique des disques de frein des véhicules en appliquant le code de calcul ANSYS 11.0. Ainsi, on établit le champ de température du disque et des plaquettes de frein en fonction des conditions aux limites thermiques et mécaniques.

Le disque de frein automobile peut subir des dégradations dont l'origine réside dans les sollicitations couplées mécaniques (pression des garnitures sur le disque et serrage du disque sur le moyeu) et thermiques (échauffement par frottement). En raison de la complexité du système, les modélisations numériques ne sont envisageables que si on se base sur des hypothèses simplificatrices. L'hypothèse d'axisymétrie est communément adoptée ce qui

implique que la rotation du disque et les phénomènes tridimensionnels seront négligés. Ces simplifications ne permettent qu'une prédiction quantitative approximative de la réponse thermomécanique du disque.

L'objectif de cette thèse est de présenter une modélisation du comportement thermomécanique des disques de frein pour la prédiction de leur tenue en fatigue.

Cette étude est réalisée à l'aide du logiciel ANSYS v 11.0 qui est basé sur la méthode des éléments finis. Ce code de calcul est développé principalement pour la résolution des problèmes physiques complexes. Le calcul est divisé en trois étapes, la première comporte un calcul thermique qui détermine l'évolution du champ de la température dans le disque, la seconde un calcul statique, qui détermine les champs de contraintes et les déformations globales ainsi les pressions de contact du modèle et la troisième présente les résultats du couplage thermomécanique.

La présentation de ce travail s'articule autour de quatre chapitres.

Le chapitre I présente une étude bibliographique fondée sur les disques de frein, la composition et les matériaux utilisés, ainsi que les différents phénomènes thermiques et mécaniques rencontrés.

Le chapitre II est consacré à la formulation analytique de l'équation de chaleur tout en décrivant les modes de transfert thermique y intervenant. Une méthode de calcul est illustrée dans ce sens pour évaluer la quantité du flux thermique de friction entrant dans le disque.

Le chapitre III porte sur la modélisation numérique du problème thermomécanique du disque de frein et la mise en œuvre du logiciel ANSYS v 11.0 utilisé dans cette modélisation.

Le chapitre IV est consacré à la présentation et à l'interprétation des différents résultats thermomécaniques obtenus à l'aide du code de calcul.

Enfin, ce travail se termine par une conclusion générale présentant une synthèse des résultats de simulation obtenus et par des perspectives dans le domaine du contact sec glissant.

I.1 INTRODUCTION

Grâce aux continus progrès technologiques dans l'industrie du transport, les véhicules sont devenus plus puissants et plus rapides. De ce fait, les systèmes de freinage doivent aussi suivre cette progression pour assurer un fonctionnement adéquat avec les dernières améliorations. Le frein, organe de sécurité, reste ainsi un sujet d'étude très actuel pour les ingénieurs. L'apparition de nouveaux matériaux (alliages divers, céramique, etc.) et de nouveaux procédés de fabrication ou de traitement de surface (grenaillage, trempe par induction, etc.) génère de nouveaux types de frein et donc la nécessité de nouvelles études. De plus, avec la concurrence industrielle toujours croissante, les problématiques changent : en plus du souci d'efficacité, de fiabilité et de confort, s'ajoute ceux du moindre coût et du délai de fabrication. L'objectif pour l'ingénieur est de trouver le meilleur compromis entre ces exigences. Il s'agit alors remplacer, du moins, compléter les essais expérimentaux par des analyses numériques afin de tester plus de possibilités pour mieux s'approcher du meilleur compromis, réduire les coûts en fabriquant moins de prototypes et minimiser les durées d'étude en limitant le nombre d'essais.

I.2 STRUCTURE GENERALE D'UN SYSTEME DE FREINAGE

La structure ci-dessous (Fig .I.1) représente une structure de base que l'on retrouve dans tous les véhicules de tourisme dit bas de gamme. On pourra cependant trouver des variantes telles que la disposition de freins à disque sur l'essieu arrière, ou bien la mise en place de système tels que l'ABS ou bien ESP [1].

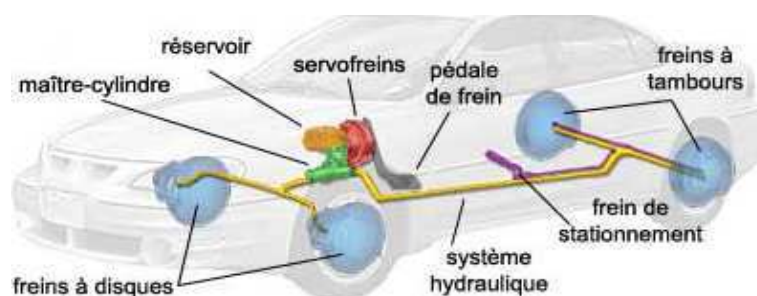


Fig .I.1 : Schéma d'implantation du système de freinage.

Dans un système de freinage, on distingue deux parties :

- Partie commande
- Partie opérative.

I.3 FREINS TRAVAILLANT PAR FROTTEMENT

I.3.1 Frein à tambour

Il se compose d'un tambour en fonte solidaire de la roue, de mâchoires solidaires du châssis, garnies d'un matériau à haute résistance au frottement et à l'échauffement et d'un cylindre qui presse les mâchoires contre le tambour (Fig.I.2). Les mâchoires sont en acier recouvert d'une garniture d'un matériau composite ayant un bon coefficient de frottement (0,35 à 0,40) avec le matériau du tambour et s'usant plus vite. L'usure peut être rattrapée par un mécanisme de réglage accessible de l'extérieur (non automatique) [2].

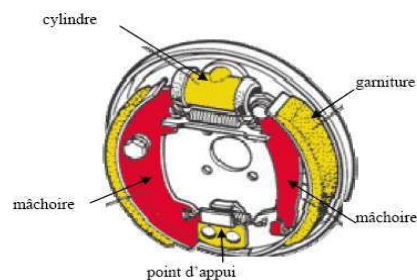


Fig. I.2 : Frein à tambour.

I.3.1.1 Principe de fonctionnement

Le tambour est solidaire du moyeu de roue et tourne avec lui. Les segments et les composants qui génèrent la force de freinage sont généralement montés sur un plateau circulaire en tôle emboutie nommé *flasque* qui ferme le tambour et est fixé rigidement au porte-moyeu. Des ressorts hélicoïdaux travaillant en traction connectent les deux segments et les empêchent de frotter contre la couronne du tambour lorsque les freins ne sont pas actionnés (Fig.I.3).

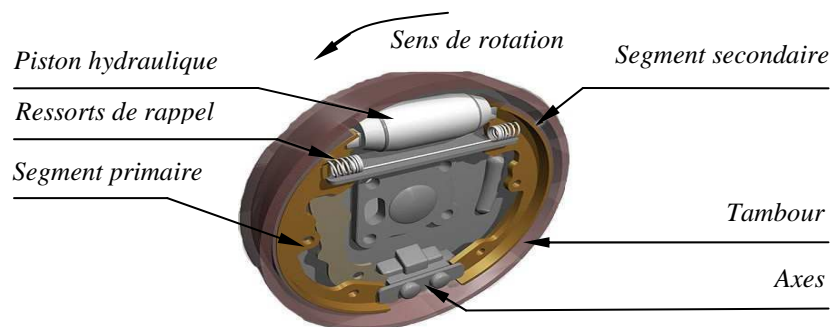


Fig. I.3 : Vue 3D d'un frein à tambour.

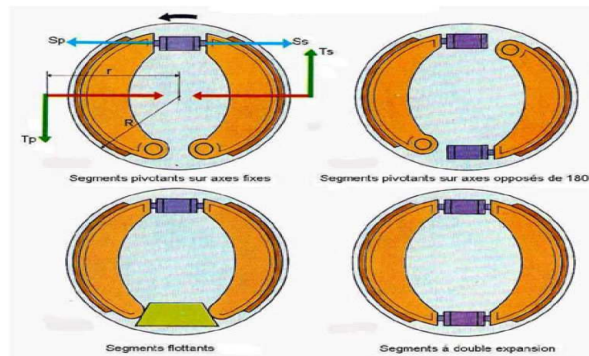


Fig. I.4 : Différentes technologies.

Différentes façons d'articuler et de commander les deux segments sont possibles. suivant la configuration adoptée, l'effet d'auto-serrage est plus ou moins fort, obtenu dans un seul sens de rotation ou dans les deux, sur une seule des mâchoires ou sur les deux (Fig. I.4). Les deux segments sont actionnés par un piston qui génère une force de serrage $\vec{S}_p = -\vec{S}_s$. Une force tangentielle \vec{T}_p due à la rotation du tambour qui agit sur le segment amont (primaire) engendre un moment sur son axe de pivotement qui est dans le même sens que la force de serrage \vec{S}_p : c'est l'auto-serrage. Sur le segment aval (ou secondaire), la force tangentielle \vec{T}_s s'oppose à l'action de la force de serrage \vec{S}_s : c'est l'auto-desserrage. Le serrage de la mâchoire secondaire est donc plus faible que le serrage de la mâchoire primaire ce qui entraîne une usure inégale puisque les freins sont généralement utilisés en marche avant. Ainsi il existe d'autres configurations permettant de rendre l'usure égale et une puissance de freinage accrue. Si les axes des segments sont intervertis, l'auto-serrage agit sur les deux mâchoires, mais n'est effectif que dans un seul sens de rotation du tambour. On peut également remplacer les pivots des deux segments par un palier flottant. Au freinage, l'extrémité aval du segment primaire s'appuie sur le palier et pousse l'extrémité amont du segment secondaire, qui devient auto-serrant lui aussi. Ce montage est valable pour les deux sens de rotation et est la technique la plus répandue aujourd'hui. Une autre configuration consiste également à serrer les deux mâchoires à l'aide de deux cylindres hydrauliques à leur extrémité, mais ce type de frein est très peu employé en raison de son rapport efficacité/prix peu favorable.

Les tambours actuels montés sur l'essieu arrière sont généralement en fonte. Quant aux mâchoires, elles sont en tôle d'acier soudée ou en aluminium, et revêtues d'une garniture de frottement à base de laine d'acier, de cuivre et de coke en poudre ou encore d'oxyde de fer. La principale caractéristique requise est un coefficient de frottement relativement constant

avec la température et assez élevé, de l'ordre de 0,5. Les freins à tambour sont encore bien répandus aujourd'hui sur l'essieu arrière des véhicules légers, aux performances modestes.

I.3.2 Frein à disque

Le frein à disque est un système de freinage performant pour les véhicules munis de roues en contact avec le sol : automobile, avion, train, etc. et pour diverses machines. Ce système transforme l'énergie cinétique du véhicule en chaleur.

Le frein à disque (Fig. I.5) est composé de :

- un **disque** généralement en fonte lié à la roue par l'intermédiaire du moyeu et qui lui est intérieur ;
- **deux plaquettes** de part et d'autre du disque, composées chacune d'une garniture en matériau composite collée ou rivetée sur un support métallique ;
- un **étrier** en acier, solidaire de l'essieu (par l'intermédiaire du pivot par exemple), qui supporte les plaquettes ; en forme de chape, il recouvre un secteur du disque ;
- un **piston hydraulique** dans le cas d'un étrier flottant ou coulissant ou deux pistons dans le cas d'un étrier fixe posés contre les supports des plaquettes.

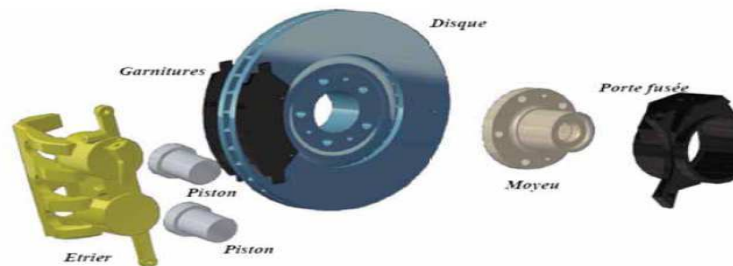


Fig. I.5 : Désignation des principaux éléments.

Les disques sont des composants soumis à de fortes températures. De manière générale, on trouve sur les véhicules de série des disques pleins. Afin d'augmenter l'échange thermique entre le disque et l'air environnant, on peut utiliser des disques ventilés. En diminuant ainsi la température, on garantit un meilleur frottement des garnitures sur les disques [1].

Si les systèmes de frein à disque sont utilisés dans tous les domaines du transport (automobile, ferroviaire et aéronautique), les caractéristiques techniques dépendent des exigences de freinage ce qui donne des technologies différentes (Fig.I.6).



-a- : Frein à disque automobile.



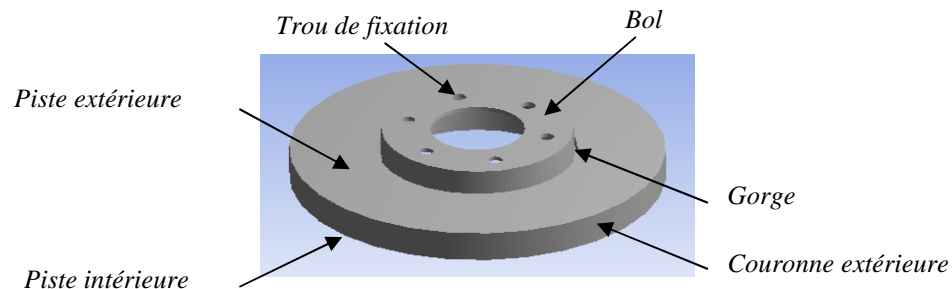
-b- : Frein à disque aéronautique.

Fig. I.6 : Exemples de freins à disque.

I.3.2.1 Description d'un disque

Le disque est constitué d'un anneau plein avec deux pistes de frottement (Fig. I.7), d'un bol qui est fixé sur le moyeu et sur lequel est fixée la jante et d'un raccordement entre les pistes et le bol. Ce raccordement est nécessaire car l'anneau et la partie du bol qui est fixée au moyeu ne sont pas sur un même plan pour des questions d'encombrement et de logement des plaquettes et de l'étrier. La jonction entre le bol et les pistes est souvent usinée en forme de gorge pour limiter le flux de chaleur issu des pistes vers le bol afin d'éviter un échauffement excessif de la jante et du pneumatique.

Les pistes de frottement sont dites extérieures quand elles se situent du côté de la jante et intérieures quand elles se situent du côté de l'essieu.

**Fig. I.7 :** Le disque plein.

La région de la gorge du bol est aussi très sévèrement sollicitée. En effet, le disque tend à se mettre en cône à cause des dilatations des pistes chaudes, mais ce déplacement est retenu par la présence du bol qui est moins chaud et par celle de l'étrier. De ce fait, de grandes concentrations de contraintes naissent dans cette zone. Lors d'essais très sévères sur banc dynamométrique, on peut parfois voir apparaître une fissure circumférentielle (du côté externe et/ou du côté interne du disque) qui se propage et provoque la rupture brutale du bol.

Les gradients dans la gorge du bol s'expliquent de la même manière. En début de freinage, la température du bol est à 20° C tandis que celle des pistes est de quelques centaines de degrés. De plus, dans le but d'éviter que la température du moyeu ne soit trop

élevée (ce qui engendrerait des élévations de température du pneu, très critique pour son comportement), la gorge est usinée de manière à ne pas transmettre trop de chaleur au bol (Fig.I.8). Avec cet usinage, la température du bol baisse effectivement, mais les gradients thermiques augmentent conséquemment dans cette zone. Ceux-ci engendrent des contraintes thermiques qui expliquent les ruptures de bol observées lors d'essais expérimentaux sévères.

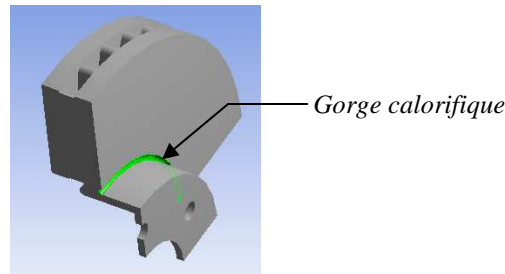
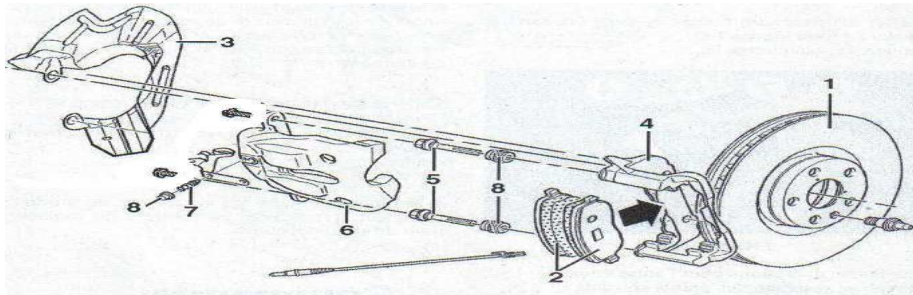


Fig. I.8 : Gorge calorifique

I.4 ELEMENTS D'UN FREIN Á DISQUE

Le disque de frein est un organe de friction fortement sollicité, il doit résister à des températures de 600° C à 800° C dont les éléments sont illustrés sur la figure .I.9 :



- | | | |
|---------------------|---------------|-----------------------------------|
| 1. Disque | 2. Plaquettes | 3. Protections de disque de frein |
| 4. Support d'étrier | 5. Colonnette | 6. Etrier |
| 7. Vis de purge | 8. Capuchon. | |

Fig. I.9 : Les éléments d'un frein avant.

I.5 TYPES DES ETRIERES

On peut distinguer principalement, dans le secteur automobile, deux types de réalisations. Les freins à étriers coulissants ou à étriers fixes (Fig I.10). Les premiers sont les plus répandus. Les étriers fixes sont surtout utilisés dans le domaine des motos [1].

Naturellement, les étriers, comme tous les composants non suspendus, doivent être le plus léger possible. Ils sont habituellement coulés en alliage d'aluminium, parfois en alliage de magnésium ou en fonte. Le porte-étrier peut être en fonte et l'étrier en alliage léger.

Le diamètre des pistons récepteurs hydrauliques dans les étriers est plus grand que celui des pistons actionnant les segments des freins à tambour et la pression dans le circuit hydraulique peut dépasser 100 bars alors que 15 bars suffisent avec des freins à tambour.



-a- : Etrier flottant de la C6.



-b- : Etrier fixe.

Fig. I.10 : Types d'étriers.

I.5.1 Frein à étrier coulissant

Lorsque le véhicule est en mouvement, le disque est en rotation. Dans le cas d'un système à étrier coulissant (Fig. I.11), pendant la phase de freinage, un circuit hydraulique commandé par la pédale de frein actionne le piston qui presse la première plaquette (plaquette interne) contre le disque. Lorsque celle-ci est en contact avec le disque, l'étrier se déplace par réaction grâce à un système de coulissage et entraîne la seconde plaquette contre le disque. On pourra également trouver des freins à chape coulissante au fonctionnement quasi identique que les freins à étriers coulissants [1] (Fig. I.12).

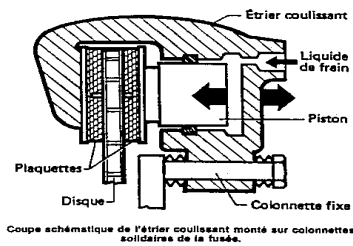


Fig. I.11 : Le système à étrier flottant.

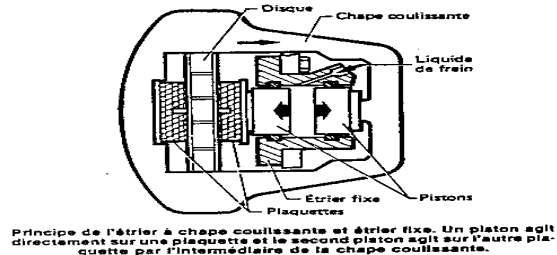


Fig. I.12 : Le système à étrier à chape flottante.

I.5.2 Frein à étrier fixe

Dans le cas de l'étrier fixe, qui est rigidement attaché à l'essieu et qui comporte deux pistons opposés alimentés par un même circuit hydraulique, les deux pistons viennent presser les deux plaquettes sur le disque lors de la mise en pression (Fig. I.13). L'avantage de ce dispositif par rapport à l'étrier coulissant est la moindre quantité de liquide mise en jeu (puisque chaque piston ne parcourt qu'une demi-distance).

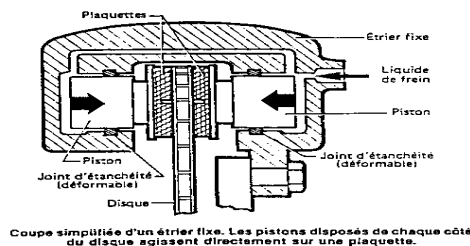


Fig. I.13 : Le système à étrier fixe.

I.6 LES TYPES DE DISQUE FREIN

Il existe deux types de disque : les disques pleins et les disques ventilés. Les disques pleins, de géométrie simple et donc de fabrication simple, sont généralement placés sur l'essieu arrière de la voiture. Ils se composent tout simplement d'une couronne pleine reliée à un "bol" qui est fixé sur le moyeu de la voiture (Fig. 1.14). Les disques ventilés, de géométrie plus complexe, sont apparus plus tardivement. Ils se trouvent la plupart du temps sur le train avant. Toutefois, ils sont de plus en plus à l'arrière et à l'avant des voitures de haut de gamme. Composés de deux couronnes - appelées flasques - séparées par des ailettes (Fig. 1.15), ils refroidissent mieux que les disques pleins grâce à la ventilation entre les ailettes qui, en plus, favorisent le transfert thermique par convection en augmentant les surfaces d'échange. Le disque ventilé comporte plus de matière que le disque plein ; sa capacité d'absorption calorifique est donc meilleure. Le nombre, la taille et la forme (ailettes radiales, incurvées, pions circulaires...) des ailettes sont variables (Fig. 1.16).

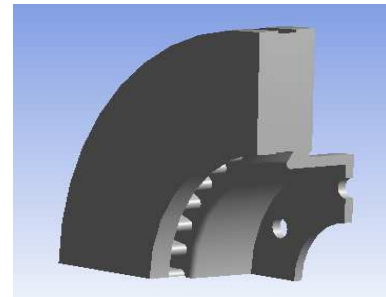
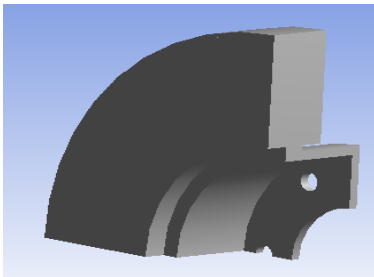
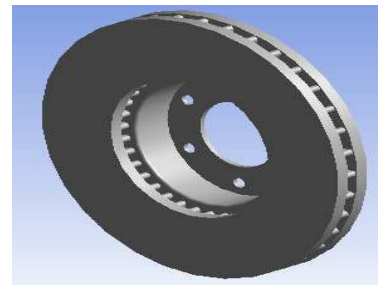
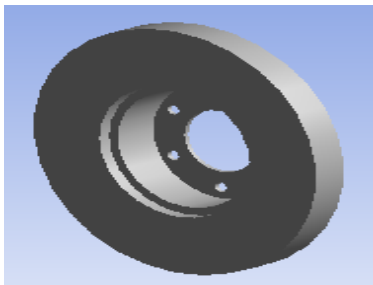


Fig. I.14 : Exemple de disque plein.

Fig. I.15 : Exemple de disque ventilé.



Fig. I.16 : Différentes géométries d'ailettes.

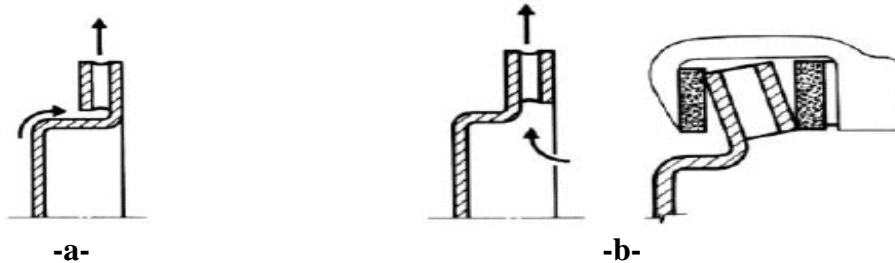


Fig. I.17 : Disques ventilés : différentes conceptions [3].

La figure I.17 représente deux types de disque ventilé. Le modèle « a » présente une moins bonne ventilation que le « b », mais possède une meilleure rigidité. La figure I.17 montre également la déformation du deuxième type de disque soumis à un fort gradient de température. La rotation du disque entraîne une circulation d'air dans les canaux [3], d'où une amélioration du refroidissement (Fig. I.18).

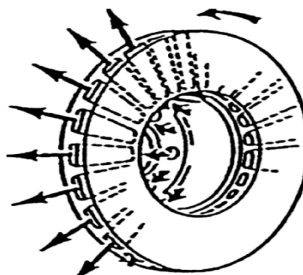


Fig. I.18 : Circulation de l'air dans les canaux d'un disque ventilé [3].

I.7 AUTRES TYPES DE DISQUES ET LEURS CARACTERISTIQUES

I.7.1 Les disques rainurés

La raison pour laquelle on rainure les disques est trop souvent mal comprise. Les gens croient généralement que les rainures sont là pour améliorer le refroidissement. Il n'en est rien. Elles sont là pour nettoyer la surface de la plaquette et briser la couche gazeuse qui peut se former entre la plaquette et le disque quand les hautes températures sont atteintes [4]. En pratique, la chaleur crée des poussières et des gaz entre le disque et la surface de la plaquette, réduisant ainsi l'efficacité, (Fig. I.19).

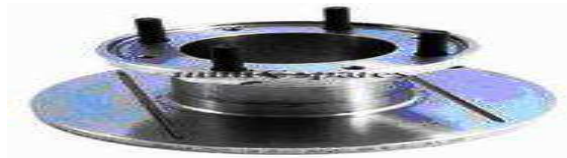


Fig. I.19 : Disque rainuré.

I.7.2 Les disques percés

Le perçage des disques permet en plus du refroidissement, le nettoyage des disques, (Fig. I.20). Les trous sont plus efficaces avec le temps car ils sont plus ou moins autonettoyants. Mais l'augmentation du nombre de trous réduit la surface de friction, un disque avec une masse insuffisante (diamètre trop petit ou trop fin) a tendance à craqueler et casser [4].



Fig. I.20 : Disque percé.

I.8 COMPARAISON ENTRE TAMBOUR ET DISQUE

I.8.1 Avantages

Par rapport aux freins à tambour, les freins à disque se distinguent par les avantages suivants [5] :

- Meilleur refroidissement.
- La dilatation n'affecte pas la qualité de freinage.
- Jeu de fonctionnement faible, action rapide.
- Bonne progressivité.
- Répartition uniforme de la pression.
- Absence de déformation.
- Puissance de freinage identique en marche avant et en marche arrière.
- Pas de réglage (rattrapage de jeu automatique).
- Remplacement des garnitures plus rapide.

I.8.2 Inconvénients

Les inconvénients des freins à tambour se résument comme suit [5] :

- Mauvaise répartition de l'effort.

- Moins bonne tenue à chaud.
- Dilatation et déformation du tambour.
- Usure plus prononcée sur le segment primaire (comprimé).

I.9 LES PLAQUETTES

Les plaquettes de frein sont composées d'une plaque en métal relativement rigide sur laquelle est collée une garniture, semblable à celle que l'on peut trouver dans les freins à tambour. Elle est toutefois soumise à des pressions plus élevées, la surface de contact étant plus réduite. La garniture est l'élément d'usure d'un système de frein et sa périodicité de changement est plus courte que celle du disque. La surface d'une garniture est très réduite comparativement à la puissance de freinage qu'elle doit fournir. Elle doit avoir de bonnes propriétés thermomécaniques et également fournir un coefficient de frottement relativement stable avec la température afin d'assurer un freinage le plus constant possible. Si la rigidité de la garniture est relativement faible, de l'ordre de quelques *GPa*, la plaque métallique au dos de la garniture se doit d'être relativement rigide d'une part pour transmettre l'effort provenant du piston hydraulique et d'autre part pour répartir la pression le plus uniformément possible sur l'ensemble de la surface de la garniture. Cela permet une usure uniforme de la garniture, rendant le freinage constant au cours du temps et une répartition optimale du flux de chaleur.

Les plaquettes sont les pièces les plus essentielles de l'étrier, elles assurent le pincement du disque et de ce fait l'arrêt du véhicule. Elles doivent supporter des températures importantes liées aux frottements contre le disque (ces températures peuvent atteindre les 800°C) [6]. Les plaquettes de frein automobile comportent des rainures (Fig.I.21). Outre leurs caractères d'évacuation des poussières et de l'eau, ces rainures influent elles sur le comportement thermique de la plaquette. Cette dernière doit présenter :

- Une bonne résistance à l'usure, non agressivité des pistes de frottement.
- Absence de bruit.
- Haute résistance thermique. La température des garnitures peut atteindre 600°C à 700°C.

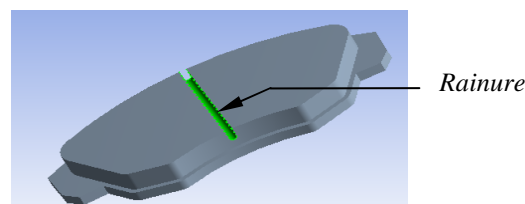


Fig. I.21 : Plaquette de frein.

Une température trop élevée peut entraîner une perte d'efficacité presque totale du freinage appelée : évanouissement ou fading.

La fabrication de la plaquette nécessite l'application de plusieurs techniques [7]:

- **support métallique** : obtenu par découpage (découpage fin pour la première monte), il subit des opérations de nettoyage et de grenailage.
- **matériau de friction** : pesage mélange (et remélange).
- **l'ensemble** : cuisson, cautérisation (pour la première monte), rectification et peinture.
- **personnalisation** : plaque antibruit, marquage

I.10 PROBLEME DU DISQUE DE FREIN

L'analyse bibliographique des phénomènes de freinage montre que la principale sollicitation vient des fortes variations de température induites par le frottement des plaquettes contre le disque. En effet, la température peut varier de 20° C à plus de 700° C en quelques secondes seulement. Ces brusques variations ne permettent pas à la température de s'homogénéiser. De ce fait, le disque est le lieu de très forts gradients thermiques dans l'épaisseur des pistes de frottement, mais aussi dans la direction circonférentielle. Ces derniers gradients sont dus au fait que le flux de chaleur qui entre dans le disque est localisé sous les plaquettes de frein et que le disque tourne. Parfois, il apparaît ce qu'on appelle des *points chauds*; ce sont des zones circulaires régulièrement espacées sur les pistes où la température est localement plus élevée. Soumis à de tels cycles thermiques, le disque subit des déformations anélastiques (plastiques voire même viscoplastiques) qui sont elles aussi homogènes dans la pièce. La prédiction numérique des champs thermomécaniques qui s'établissent dans le disque, a été mise en place la méthode de calcul fondamental qui prend en compte les couplages essentiels entre les différents phénomènes, le caractère transitoire de l'histoire thermique du disque, le comportement anélastique du matériau, les gradients thermomécaniques orthoradiaux et la rotation du disque. Dans cette étude, On se rend vite compte que la simulation d'un freinage par une méthode classique par éléments finis engendrerait des temps de calcul exorbitants.

I.11 LES MATERIAUX DU DISQUE DE FREIN

Les matériaux des composants du système de freinage sont choisis selon les critères suivants : la fonction de la pièce, le coût de la matière première et sa facilité de fabrication, la masse.

I.11.1 Le disque

Afin d'assurer un bon comportement thermique et mécanique, le matériau idéal pour le disque de frein doit pouvoir emmagasiner beaucoup de chaleur et supporter un effort mécanique important, sur une large gamme de température de fonctionnement (dans l'automobile, les températures d'utilisation varient entre 0 °C et 800 °C ; dans l'aviation les températures peuvent atteindre les 3000°C). De plus, il doit être bon marché et être de fabrication relativement facile.

Ainsi, s'il existe des matériaux à meilleur comportement thermomécanique, la fonte grise à graphite lamellaire est la plus communément utilisée dans l'industrie automobile. En effet, la fonte est peu chère, se fabrique aisément et peut être coulée facilement. Elle présente également une bonne conductivité, une assez bonne résistance mécanique, et une faible usure. Les proportions de carbone et les ajouts de différents types d'éléments d'addition (phosphore, potassium, silicium, manganèse, cuivre, soufre, nickel, chrome, molybdène, aluminium, autres éléments d'alliages et des impuretés diverses) permettent de faire varier légèrement les propriétés thermomécaniques de la fonte qui reste ainsi en perpétuelle évolution [8][9][10]. On rappelle que plus la teneur en carbone est élevée, plus la résistance mécanique de la fonte est mauvaise. Par contre, la conductivité augmente, ce qui diminue les contraintes thermiques.

Il existe néanmoins dans le cas de véhicules à hautes performances des disques bi-matière avec un moyeu (ou bol) en aluminium ou acier et une piste de freinage (couronne) en carbone-céramique vissée ou rivetée (Fig.I.22). Ces disques sont particulièrement coûteux mais plus légers et plus résistants à l'usure, à la corrosion et aux hautes températures.



Fig. I.22 : Disque carbone-céramique.

I.11.2 Les garnitures

Pour les garnitures, on cherche un matériau qui génère un bon coefficient de frottement (le plus élevé possible et le plus constant possible, quelles que soient les variations de températures, de pression ou de vitesse). Il faut cependant souligner que le comportement

de friction dépend aussi du matériau qui compose l'autre structure frottante, à savoir le disque, des conditions d'appui de la plaquette, etc. On veut aussi limiter les problèmes d'usure, de corrosion et de bruit (qui est un problème classique de pièces frottantes sur des solides en mouvement). Bien sûr, il y a aussi des contraintes de coût.

Les garnitures sont faites de matériaux dits de friction. Ceux-ci sont composés d'abrasifs et de lubrifiants, d'élastomères, de poudre de métaux et autrefois, d'amiante. Leur composition est souvent mal connue, restant confidentielle chez les équipementiers.

1.11.3 Les supports

Les supports sont fabriqués avec un acier doux. Leur rôle est de répartir l'effort exercé par le piston hydraulique sur la totalité de la surface des garnitures, dans le but d'obtenir une surface de contact disque/plaquette la plus large et la plus homogène possible. Cela constitue un des critères de bon fonctionnement du frein.

Le support est la pièce intermédiaire entre les garnitures et le piston. Elle transmet donc la chaleur des garnitures (qui peut être élevée) vers le liquide dans le piston. Afin d'éviter ce phénomène, on utilise parfois des sous-couches qui servent d'isolant thermique. Ces sous-couches permettent aussi d'absorber une partie des bruits et des vibrations engendrés par le système de frein à disque.

I.12 CRITERES D'EVALUATION D'UN SYSTEME DE FREINAGE

Le frein à disque doit répondre à différents types d'exigence, dont les principaux sont : l'efficacité de freinage, l'endurance du système et le confort d'utilisation.

I.12.1 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 qui sert à ralentir la rotation du disque doit donc être le plus élevé possible. En d'autres termes, il faut optimiser l'effort tangentiel issu du frottement des plaquettes sur le disque. Ainsi, plusieurs paramètres interviennent : **la pression de contact, la surface de frottement et le coefficient de frottement**. Plus ces valeurs sont élevées, plus la distance d'arrêt du véhicule est faible.

La pression de contact disque/garnitures dépend essentiellement de la pression hydraulique dans le piston. Celle-ci varie entre 0 bar et 80 bars pour une voiture particulière. La pression de contact dépend aussi de l'état de surface des deux pièces frottantes, de l'usure, des rigidités des matériaux, des dilatations thermiques, etc.

Le coefficient de frottement, noté μ , doit aussi rester le plus stable possible, afin d'assurer un freinage constant, quelles que soient les conditions de freinage. Or, une fois les matériaux choisis, μ va dépendre de la pression de contact, de la vitesse de rotation mais aussi de l'hygrométrie et de la température de fonctionnement. En effet, la valeur de μ baisse par temps de pluie. De même, quand la température atteint 400° C environ, μ chute brutalement. C'est ce qu'on appelle le *fading*.

Kennedy et Ling [11] pour l'aéronautique puis Day [12] pour l'automobile ont mis en évidence que la surface réelle de contact peut être très différente de la surface potentielle de contact (surface totale des garnitures) avec des variations permanentes dues au couplage entre les dilatations thermiques, les pressions de contact et l'usure. Ces investigations ont été menées pour des géométries simples de type annulaire avec l'hypothèse de matériaux à comportement élastique linéaire.

I.12.2 Confort

Les problèmes de confort rencontrés avec le frein à disque résident dans l'apparition de bruits et de vibrations dans certaines configurations de freinage. Théoriquement, les vibrations et les bruits sont reliés puisque le bruit est toujours engendré par des vibrations. Cependant, on appelle communément **vibrations** les vibrations qui sont ressenties autrement que par les bruits. Dans le problème du frein, il s'agit principalement des vibrations de la pédale de frein et du volant. Elles sont essentiellement dues aux chocs entre le disque et les plaquettes et sont donc liées à la vitesse de rotation de la roue. Les fréquences de ces vibrations varient de quelques hertz à quelques centaines de hertz.

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 résonateur (la pièce vibrante) est le plus souvent le disque, mais il peut arriver que ce soit la plaquette ou l'étrier ou encore une autre pièce de l'assemblage

I.12.3 Endurance

Un autre critère d'évaluation d'un frein à disque est son endurance. Plus précisément, il s'agit de garantir dans la durée 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. Les observations expérimentales permettent d'établir la liste des endommagements suivants

(certains peuvent se manifester sur un véhicule en clientèle, d'autres ne surviennent que lors d'essais sur banc) :

- du faïençage sur les pistes de frottement (Fig.I.24) ;
- des fissures radiales sur les pistes de frottement (Fig.I.25) ;
- des fissures au pied des ailettes (Fig.I.26) ;
- une fissure circulaire (Fig.I.28), (Fig.I.29) au niveau de la gorge qui peut aboutir à la rupture du disque (Fig.I.27) ;
- de l'usure (Fig.I.30), (Fig.I.31).

Le disque s'use par frottement contre les plaquettes. En réalité, celles-ci sont fabriquées dans l'optique de s'user davantage que le disque (Fig.I.33). Le frottement des deux pièces engendre des problèmes de dépôt (Fig.I.32) et d'arrachement de matière qui modifient la nature du contact.

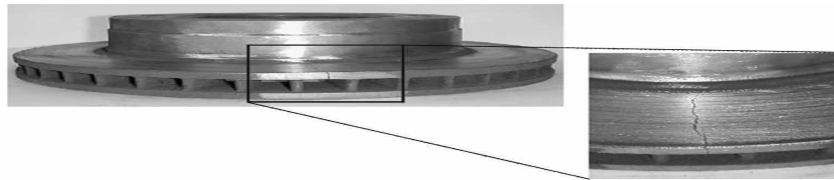


Fig. I.23 : Observation d'une fissure radiale de la bordure extérieure du disque jusqu'au bol



Fig. I.24 : Faïençage sur les pistes de frottement

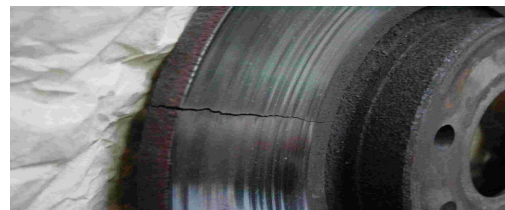


Fig. I.25 : Fissure radiale sur les pistes de frottement



Fig. I.26 : Fissure en pied d'ailette



Fig. I.27 : Rupture dans la gorge du bol



Fig. I.28 : Section de disque fissuré

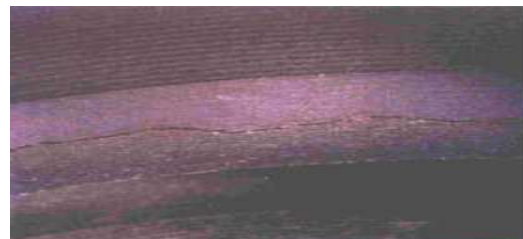


Fig. I.29 : Fissure dans la gorge



Fig. I.30 : Usure des pistes



Fig. I.31 : Usure non-uniforme

I.12.4 Autres critères

D'autres critères entrent en ligne de compte lors de la conception d'un frein : son coût (matière première, facilité de fabrication, etc.), son encombrement (on veut le réduire au minimum), son poids (plus un véhicule est léger, plus la vitesse maximale est élevée, et plus la consommation de carburant par kilomètre est faible).



Fig. I.32 : Dépôts de matière sur les pistes du disque



Fig. I.33 : Usure excessive des plaquettes

I.13 PHENOMENES THERMIQUES DANS LE DISQUE

Lors de la phase de freinage, il existe des **gradients thermiques** qui apparaissent dans le disque qui causent son endommagement. En effet, le disque tend à se dilater dans les zones chaudes, mais il est finalement "maintenu" par les zones froides. Cela donne lieu à des contraintes de compression avec plastification. Lors du refroidissement, il y a apparition de contraintes résiduelles de traction. Le disque subit donc des cycles de contraintes traction/compression qui s'apparentent à des cycles de fatigue thermique. Il existe différents types de gradients thermiques :

- les gradients dans l'épaisseur des pistes ;
- les gradients surfaciques (radiaux et surtout orthoradiaux) ;
- les gradients dans la gorge du disque.

I.14 PHENOMENES MECANIQUES DANS LE DISQUE

Les phénomènes mécaniques peuvent être classés en trois catégories :

- le chargement (pression et couple), les conditions aux limites (serrage du disque sur le moyeu, contact avec la jante, présence de l'étrier) et la géométrie du disque qui donnent la déformation globale du disque, La dissymétrie de dilatations engendrée favorise la mise en cône du disque (Fig.I.34) ;

- le contact entre le disque et les plaquettes ;
- l'usure.

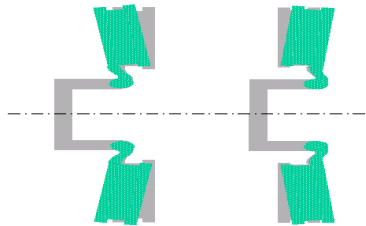


Fig. I.34 : Mise en cône d'un disque de frein.

I.15 MATERIAUX CONVENTIONNELS : ACIERS ,FONTES

I.15.1 Acier

L'acier et la fonte sont les matériaux utilisés le plus couramment de nos jours dans l'industrie automobile. Les aciers sont des aciers inoxydables austénitiques tel que un X2 Cr Ni Mo 17-12 (ancienne désignation : Z2 CND 17-12 soit 0,02% de carbone, 17% de chrome et 12% de nickel ainsi que des traces de molybdène). Les propriétés mécaniques de ces aciers sont une grande ductilité ainsi qu'une grande résilience, en particulier à haute température [13].

I.15.2 Fontes

Les fontes à forte teneur en carbone sont aussi les matériaux les plus couramment utilisés dans l'industrie automobile, le tableau ci-après donne les compositions des alliages en fontes (FG) destinés à la fabrication des disques de frein.

Eléments de l'alliage	FG 25 alliée	FG 20 HC	FG 20 HC
C%	3.0 à 3.5	3.62 à 3.68	3.7 à 3.9
Si%	1.9 à 2.4	max 2.1	1.8 à 2.2
Mn%	0.6 à 0.9	0.65 à 0.80	0.5 à 0.8
P%	max 0.12	max 0.085	max 0.12
S%	max 0.10	max 0.095	max 0.10
Cr%	0.2 à 0.4	0.18 à 0.30.1
Mo%	0.3 à 0.5	0.3 à 0.45	-
Cu%	0.2 à 0.3	0.3 à 0.450.25
Ni%	0.1 à 0.3	-	-
Ti%	-	0.03 à 0.05	-
Sc%	0.82 à 1.01	1.0 à 1.03	1.01 à 1.10
Dureté HB 30,750/5	-	180 à 225	160 à 200
R _m N/mm	250 à 300200150

Tableau. I.1 : Composition et résistance des 03 sortes de fontes pour la conception des disques [14].

L'indice de saturation du carbone a été calculé par la formule de **Jungbluth** :

$$S_c = \frac{C}{4,3 - \frac{1}{3}(Si + P)} \quad (I.1)$$

C : teneur en carbone.

Si : teneur en silicium.

P : teneur en phosphore.

I.15.3 Carbone

Le matériau composite qu'est le carbone a été découvert en 1958, à la suite de la pyrolyse d'une fibre composite avec une matrice organique. Ce matériau, composé d'un renforcement de carbone et d'une matrice carbone, ont été développés dans un premier temps pour une application dans le domaine aéronautique [13].

Les disques en carbone sont dotés des propriétés suivantes :

Un coefficient de frottement exceptionnel quelle que soit la température.

- Ils possèdent une grande stabilité physico-chimique, même à des températures supérieures à 1000°C.
- Ils ne sont pas sensibles aux chocs thermiques (dilatation négligeable) ou à la fatigue mécanique.
- Ils sont invulnérables à l'oxydation jusqu'à 500°C. Une couche antioxydation permet une protection à plus haute température.
- Ils ont une capacité d'absorption thermique double de l'acier
- Ils ont des caractéristique mécaniques spécifiques (comparable, quelle que soit la température, à l'aluminium quand il est froid) qui augmentent avec la température jusqu'à 2000° C.

I.15.4 Conditions d'utilisation

De façon à fonctionner avec le meilleur rendement et durer le plus longtemps possible, les températures des disques doivent être correctes et équilibrées. En général, les disques d'un véhicule devraient tous fonctionner à des températures identiques [13]. La température maximale du disque doit être accordée avec la qualité des plaquettes utilisées. Les faces du disque ne doivent pas dépasser les températures maximales recommandées pour chaque type de plaquette. Avec une qualité CM 83 la température du disque doit être entre 400° C et 600°C.

II.1 INTRODUCTION

De tous temps, les problèmes de transmission d'énergie, et en particulier de la chaleur, ont eu une importance déterminante pour l'étude et le fonctionnement d'appareils tels que les générateurs de vapeur, les fours, les échangeurs, les évaporateurs, les condenseurs, etc., mais aussi pour des opérations de transformations chimiques. Les problèmes de transfert de chaleur sont nombreux, et on peut essayer de les différencier par les buts poursuivis dont les principaux sont [15] :

- l'augmentation de l'énergie transmise ou absorbée par une surface,
- l'obtention du meilleur rendement d'une source de chaleur,
- la réduction ou l'augmentation du passage d'un débit de chaleur d'un milieu à un autre.

Le transfert de chaleur au sein d'une phase ou, plus généralement, entre deux phases, se fait de trois façons :

- Par **conduction**,
- Par **rayonnement**,
- Par **convection**.

Un système de freinage a pour fonction principale de transformer une énergie mécanique en une énergie calorifique. Cette énergie se caractérise par un échauffement global du disque et des plaquettes lors d'une phase de freinage. Il est d'autant plus intéressant de simuler ce phénomène à plusieurs titres. Pour cela et afin modéliser ce problème précisément, nous nous intéressons dans cette partie par le calcul du flux de la chaleur initial entrant dans le disque au niveau de la zone de contact.

II. 2 DEFINITIONS

II.2.1 Champ de température

Les transferts d'énergie sont déterminés à partir de l'évolution dans l'espace et dans le temps de la température : $T = f(x, y, z, t)$. La valeur instantanée de la température en tout point de l'espace est un scalaire appelé **champ de température**. On distingue deux cas [16] :

- Champ de température indépendant du temps : le régime est dit **permanent** ou stationnaire.
- Evolution du champ de température avec le temps : le régime est dit **variable** ou instationnaire.

II.2.2 Gradient de température

Si l'on réunit tous les points de l'espace qui ont la même température, on obtient une surface dite isotherme. La variation de température par unité de longueur est maximale le long de la normale à la surface isotherme. Cette variation est caractérisée par le gradient de température [16]:

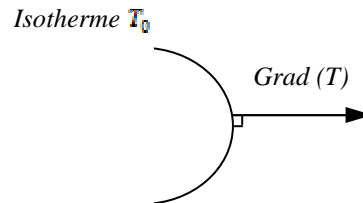


Fig.II.1 : Gradient de température.

$$\overrightarrow{\text{grad}(T)} = \vec{n} \frac{\partial T}{\partial n} \quad (\text{II.1})$$

Avec : \vec{n} vecteur unitaire de la normale

$\frac{\partial T}{\partial n}$ dérivée de la température le long de la normale

II.2.3 Flux de chaleur

La chaleur s'écoule sous l'influence d'un gradient de température par conduction des hautes vers les basses températures. La quantité de chaleur transmise par unité de temps et par unité d'aire de la surface isotherme est appelée densité de flux de chaleur, elle est exprimée en (Wm^{-2}) [16]:

$$\phi = \frac{1}{S} \frac{dQ}{dt} \quad (\text{II.2})$$

Où S est l'aire de la surface (m^2).

On appelle flux de chaleur la quantité de chaleur transmise sur la surface S par unité de temps, elle est exprimée en W :

$$\varphi = \frac{dQ}{dt} \quad (\text{II.3})$$

II.3 MODES DE TRANSFERT DE CHALEUR

Lorsque deux systèmes sont à des températures différentes, le système le plus chaud cède de la chaleur au plus froid. Il y a échange thermique ou encore transfert thermique entre ces deux systèmes. Cette situation se rencontre dans de nombreuses situations industrielles (moteurs thermiques ou même électriques, centrales électriques au fuel au gaz, etc...,

électronique) ou domestique (chauffage de l'habitat)[17]. Un transfert d'énergie donne lieu à un flux de chaleur qui correspond à un déplacement de l'énergie du plus chaud vers le plus froid. Il existe trois modes essentiels de transferts de chaleur : la conduction, le rayonnement et la convection.

II.3.1 Conduction

C'est le transfert de chaleur au sein d'un milieu opaque, sans déplacement de matière, sous l'influence de différence de température. La propagation de la chaleur par conduction à l'intérieur d'un corps s'effectue selon deux mécanismes distincts : une transmission par les vibrations des atomes ou molécules et une transmission par les électrons libres.

Le transfert de chaleur par conduction s'appuie sur la loi de Fourier [16]:

$$\vec{\varphi} = -k \overrightarrow{\text{grad}T} \quad (\text{II.4})$$

qui relie la densité de puissance (unité Wm^{-2}) et le gradient local de température. k est la **conductivité thermique** du matériau considéré (unité $\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$).

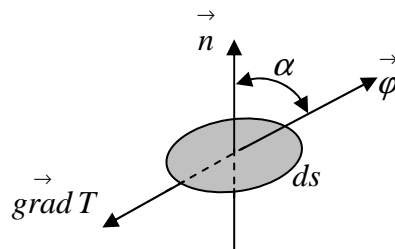


Fig.II.2 : Lois de Fourier.

II.3.1.1 Résistance thermique

On considère deux surfaces isothermes S_1 et S_2 de températures T_1 et T_2 . Ces deux surfaces sont correspondantes c'est à dire que toute ligne de flux quittant la surface S_1 atteint la surface S_2 . Pour un milieu conducteur en régime permanent sans source interne, le bilan thermique s'écrit :

$$\text{div}(\vec{j}_Q) = 0 \quad (\text{II.5})$$

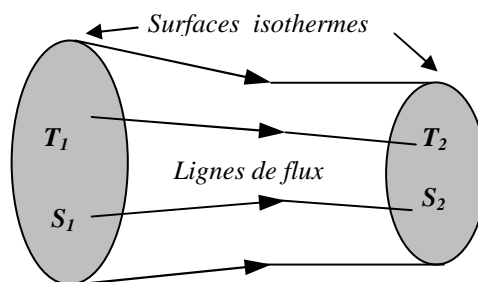


Fig.II.3 : Résistance thermique [18]

Appliquons, sur le volume fermé délimité par les deux surfaces isothermes S_1 et S_2 et la surface latérale constituée de toutes les lignes de flux s'appuyant sur le contour fermé délimitant les deux surfaces isothermes, **le théorème d'Ostrogradsky** [18],

$$\iiint_V \operatorname{div}(\vec{j}_Q) dV = 0 = \iint_{S_1} \operatorname{div}(\vec{j}_{1Q}) dS_1 + \iint_{S_2} \operatorname{div}(\vec{j}_{2Q}) dS_2 = -\Phi_1 + \Phi_2 \quad (\text{II.6})$$

Entre surfaces isothermes correspondantes le flux de chaleur est conservé.

Pour une surface isotherme quelconque S du tube de courant

$$\lambda \iint_S -(\overline{\operatorname{grad} T})_S d\vec{S} = \Phi = Cst \quad (\text{II.7})$$

Le calcul de la circulation de $\overline{\operatorname{grad} T}$ suivant une ligne de flux quelconque joignant les surfaces isothermes S_1 et S_2 conduit à :

$$\int_{l_{flux}} -\overline{\operatorname{grad} T} d\vec{l} = T_1 - T_2 \quad (\text{II.8})$$

La multiplication de Φ par un coefficient quelconque entraîne la multiplication par le même coefficient de $T_1 - T_2$.

On obtient donc la relation :

$$T_1 - T_2 = R\Phi \quad (\text{II.9})$$

R est appelée **résistance thermique**, c'est l'analogie thermique de la résistance électrique. Elle est inversement proportionnelle à la conductivité du milieu et augmente avec la longueur des lignes de flux.

Résistance thermique relative à un coefficient d'échange h se calcule comme suit :

$$\varphi = \frac{\Phi}{S} = h(T_p - T_{car}) \Rightarrow R = \frac{1}{hS} \quad (\text{II.10})$$

II.3.1.2 Les régimes permanents

Ce sont les régimes pour lesquels la température en tout point du milieu est indépendante du temps, le déséquilibre est entretenu par les sources de chaleur [18].

$$\Delta T(M) = -\frac{P(M)}{\lambda} \quad (\text{II.11})$$

Il s'agit de résoudre le système d'équations linéaires

$$\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial n_i} + h_i T \right)_{S_i} = f_i(M_i) \quad (\text{II.12})$$

S_i : Représente la surface de la frontière extérieure i , l'indice i est au maximum égal à 6.

II.3.1.3 Les régimes transitoires

Les régimes transitoires correspondent à l'évolution d'un système d'un état initial (permanent ou en équilibre) vers un état final (permanent ou en équilibre) provoquée par un changement à l'instant initial des sources; le champ de température $T (M , t)$ dépend du champ de température initial $T (M , 0)$ mais l'influence de celui-ci s'estompe avec le temps. A l'instant initial, au moins une source change, par contre elles demeurent constantes ensuite. Les régimes **transitoires** ne doivent pas être confondus avec les régimes **variables** pour lesquels les sources évoluent au cours du temps [18]

$$\Delta T (M) - \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} = - \frac{P (M)}{\lambda} \quad (\text{II.13})$$

Le champ de températures est régi par le système d'équations

$$\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial n_i} + h_i T \right)_{S_i} = f_i (M_i) \quad (\text{II.14})$$

$$T (M , 0) = F (M) \quad (\text{II.15})$$

La méthode générale de résolution par les fonctions de Green ne peut être envisagée sans posséder une bonne maîtrise préalable de la technique de séparation de variables avec développement en série de fonctions orthogonales.

II.3.2 Convection

La convection est un transfert de chaleur dans un milieu matériel avec mouvement de matière. Ce mode de transfert ne concerne donc que les fluides ou les échanges entre un solide et un fluide. Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton [16]:

$$\varphi = hS (T_p - T_{\infty}) \quad (\text{II.16})$$

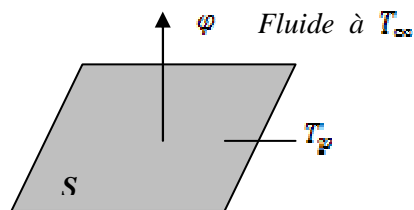


Fig.II.4 : Définition d'un élément de surface d'échange.

Avec : φ Flux de chaleur transmis par convection (W)

h Coefficient de transfert de chaleur par convection ($\text{Wm}^{-2}\text{C}^{-1}$)

T_p Température de la surface ($^{\circ}\text{C}$)

T_{∞} Température du milieu environnant la surface (°C)

S Aire de la surface de contact solide / fluide (m²)

La transmission de chaleur par convection est désignée, selon le mode d'écoulement du fluide, par convection libre et convection forcée. Lorsqu'il se produit au sein du fluide des courants dus simplement aux différences de température, on dit que la **convection est naturelle** ou libre. Par contre si le mouvement du fluide est provoqué par une action externe, telle une pompe ou un ventilateur, le processus est appelé **convection forcée**.

II.3.2.1 Le nombre de Reynolds

Ce nombre joue un rôle fondamental dans la caractérisation de l'écoulement, il est défini par l'expression suivante [19] :

$$Re = \frac{u_m d}{\nu} \quad (\text{II.17})$$

avec ν est la viscosité cinématique du fluide

- Si $Re < 2400$ on est en régime laminaire.
- Pour des vitesses plus élevées, $Re \gg 2400$, le régime turbulent apparaît

II.3.2.2 Le nombre de Nusselt

Ce nombre caractérise l'échange thermique entre le fluide et la paroi, il est défini comme suit [19] :

$$Nu = \frac{hd}{k} \quad (\text{II.18})$$

II.3.2.3 Le nombre de Prandtl

Ce nombre est entièrement caractéristique du fluide considéré [19]. L'inverse du nombre de Prandtl est appelé par les « thermiciens » français : le nombre de Stanton (S). Dans le cas des gaz, Pr est sensiblement constant avec la pression et la température et ne varie qu'avec les changements thermiques de $C_p(T)$.

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (\text{II.19})$$

II.3.3 Rayonnement

C'est un transfert d'énergie électromagnétique entre deux surfaces (même dans le vide). Dans les problèmes de conduction, on prend en compte le rayonnement entre un solide et le milieu environnant et dans ce cas, nous avons la relation [16]:

$$\varphi = \sigma \varepsilon_p S (T_p^4 - T_\infty^4) \quad (\text{II.20})$$

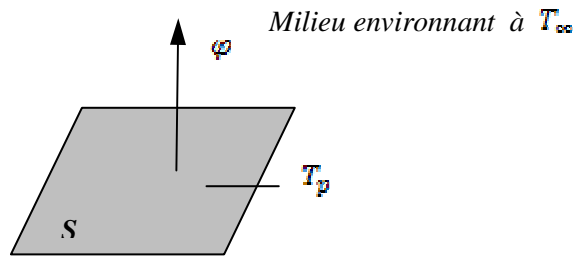


Fig.II.5 : *Elément en rayonnement.*

- Avec : φ : Flux de chaleur transmis par rayonnement (W)
 σ : Constante de Stephan ($5,67 \times 10^{-8} \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-4}$)
 ε_p : Facteur d'émission de la surface
 T_p : Température de la surface (K)
 T_∞ : Température du milieu environnant la surface (K)
 S : Aire de la surface (m^2)

II.4 Stockage d'énergie

Le stockage d'énergie dans un corps correspond à une augmentation de son énergie interne au cours du temps d'où (à pression constante) [16] :

$$\varphi_{st} = \rho V c \frac{\partial T}{\partial t} \quad (\text{II.21})$$

- Avec : φ_{st} : Flux de chaleur stocké (W)
 ρ : Masse volumique (kg m^{-3})
 V : Volume (m^3)
 c : Chaleur massique ($\text{J kg}^{-1}\text{C}^{-1}$)
 T : Température ($^\circ\text{C}$)
 t : Temps (s)

ρ, V, c sont supposés constants, le produit $\rho V c$ est appelé **la capacitance thermique** du corps.

II.5 Les équations gouvernantes du transfert de chaleur transitoire par conduction

Considérons un matériau isotrope dans le système tridimensionnel dans un domaine Ω . Si l'écoulement de la chaleur dans les directions x, y et z par unité de surface et par unité de

temps q_x , q_y et q_z respectivement, la différence entre le flux sortant et le flux entrant pour un élément de volume $dx dy dz$ est donnée comme suit [20],

$$dy dz \left(q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x} - q_x \right) + dx dz \left(q_y + \frac{\partial q_y}{\partial y} - q_y \right) + dx dy \left(q_z + \frac{\partial q_z}{\partial z} - q_z \right) \quad (\text{II.22})$$

Pour la conservation de la chaleur, cette quantité doit être égale à la somme de la chaleur produite dans l'élément dans le temps d'unité $Q dx dy dz$ et la chaleur gagnée dans un temps d'unité dû au changement de température, à savoir,

$$-\rho c \frac{\partial T}{\partial t} dx dy dz \quad (\text{II.23})$$

où c est la capacité de la chaleur spécifique, ρ est la densité, et $T(x, y, z, t)$ est la distribution de la température.

La condition de l'égalité mène au rapport différentiel :

$$\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial q_z}{\partial z} - Q - \rho c \frac{\partial T}{\partial t} dx dy dz = 0 \quad (\text{II.24})$$

Les flux de la chaleur dans les directions x , y et z sont :

$$\begin{cases} q_x = -k \frac{\partial T}{\partial x} \\ q_y = -k \frac{\partial T}{\partial y} \\ q_z = -k \frac{\partial T}{\partial z} \end{cases} \quad (\text{II.25})$$

La substitution de ces flux de la chaleur dans l'équation (II.24) mène à une équation d'ordre plus supérieur dans une variable indépendante simple T ,

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + Q - \rho c \frac{\partial T}{\partial t} dx dy dz = 0 \quad (\text{II.26})$$

D'une manière semblable, l'équation tridimensionnelle de la conduction de la chaleur peut être obtenue. On peut également la écrire dans la notation vectorielle comme,

$$\nabla \cdot k \nabla T + Q = \rho c \frac{\partial T}{\partial t} dx dy dz \quad (\text{II.27})$$

II.6 CALCUL DE FLUX DE CHALEUR ENTRANT DANS LE DISQUE

II.6.1 Introduction

Les performances en freinage des véhicules sont de toute évidence une des caractéristiques cruciales pour la sécurité. Dans la perspective d'accroître la sécurité, des efforts importants ont été consentis ces dernières années pour améliorer le freinage. Des normes réglementent le freinage dans la plupart des pays.

II.6.2 Les efforts agissant aux roues lors du freinage

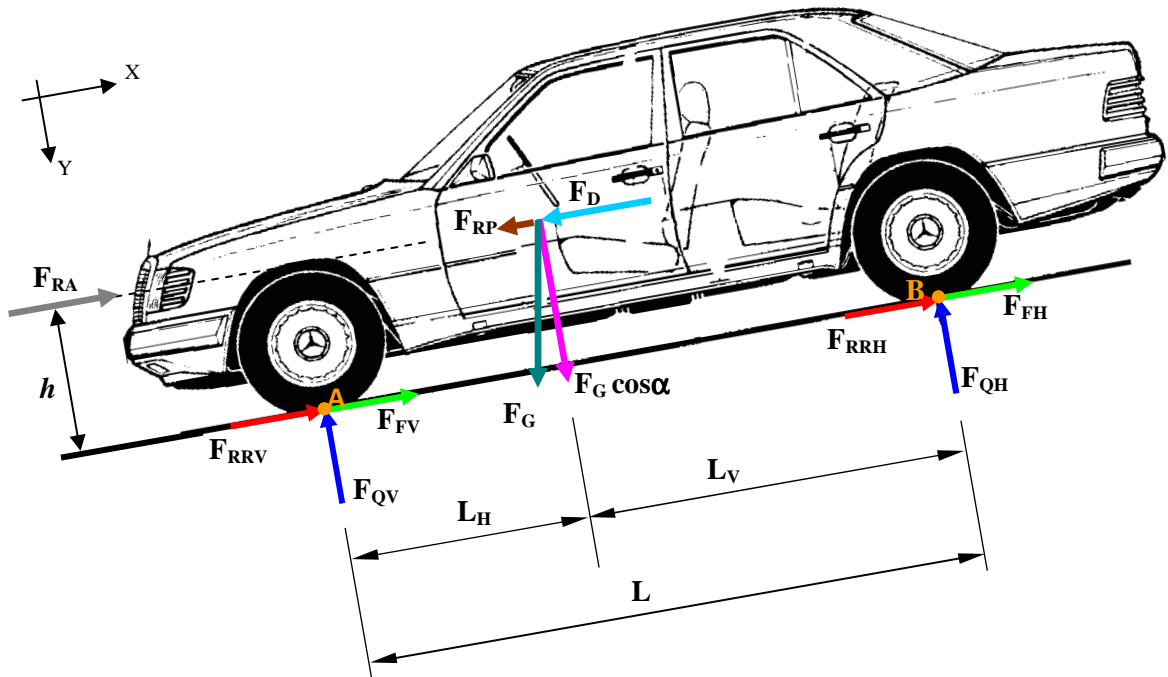


Fig. II.6 : Définition des forces agissant sur une automobile lors du freinage

En observant la situation décrite à la Figure II.6, on peut écrire l'équilibre longitudinal et transversal du véhicule selon les axes x, y locaux de la voiture.

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow F_{RRV} + F_{FV} + F_{RRH} + F_{FH} + F_{RA} - (F_{RP} + F_D) = 0 \tag{II.28}$$

$$F_{FV} + F_{FH} = F_{RP} + F_D - F_{RRV} - F_{RA} - F_{RRH} \tag{II.29}$$

$$F_F = F_{RP} + F_{RF} - F_{RR} - F_{RA} \tag{II.30}$$

Avec

$$F_F = F_{FV} + F_{FH}$$

$$F_{RR} = F_{RRV} + F_{RRH}$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow F_G \cos \alpha - (F_{QV} + F_{QH}) = 0 \tag{II.31}$$

$$F_{QH} = F_G \cos \alpha - F_{QV} \tag{II.32}$$

$$\sum M_B = 0 \Rightarrow F_{QV}L + F_{RA}h - h(F_{RF} + F_{RP}) - hF_G \sin \alpha \tag{II.33}$$

$$F_{QV} = \frac{[(F_{RF} + F_{RP})h + F_G L_H - F_{RA}h]}{L} \tag{II.34}$$

Pour un véhicule routier, la force au roulement $F_{RR} = F_G f_r \cos \alpha$ est due au plat formé par un pneumatique sur la route, f_r est le coefficient de résistance au roulement. Pour un pneu haut pression ($f_r = 0.015$)

$$F_{RP} = F_G \sin \alpha \quad (\text{II. 35})$$

La force aérodynamique est donnée par :

$$F_{RA} = C_x A_F \frac{\rho_a}{2} v^2 \quad (\text{II. 36})$$

Avec C_x coefficient de forme, égal à : 0,3 à 0,4 sur voiture

A_F (m^2) surface frontale ; en première approche, pour un véhicule routier de tourisme, on peut prendre : $A_F = 0,8 \times \text{hauteur} \times \text{largeur } S$

ρ_a masse volumique de l'air

II.6.3 Puissance de freinage totale

$$P_{tot} = P_R + P_F \quad (\text{II. 37})$$

$$P_F = \sum F_F v = (F_{FV} + F_{FH}) v \quad (\text{II. 38})$$

$$P_R = \sum F_R v = (F_{RR} + F_{RP} + F_{RA}) v \quad (\text{II. 39})$$

Dans le cas d'un freinage sur plat, on néglige les résistances dues au roulement et à la pente ($F_{RR} = 0$ et $F_{RP} = 0$), la pénétration dans l'air est généralement négligeable, pour cette raison on prend ($F_{RA} = 0$).

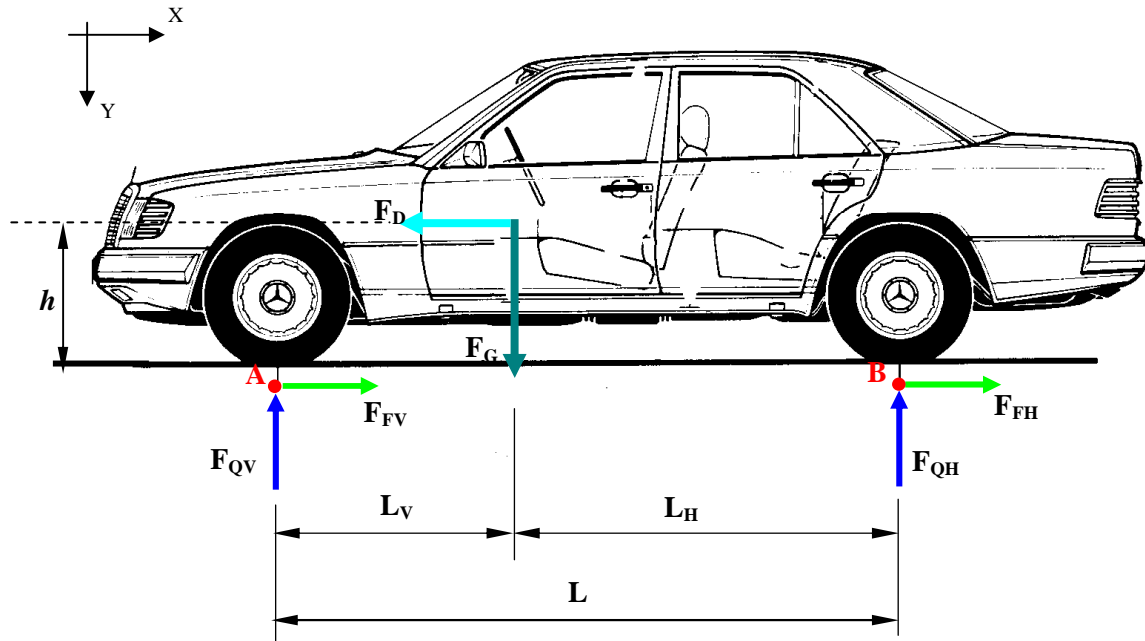


Fig. II.7 : Efforts agissant sur une voiture freinée, freinage d'arrêt sur plat.

$$P_R = \sum F_R v = (F_{RR} + F_{RP} + F_{RA})v = 0 \quad (\text{II.40})$$

$$P_F = \sum F_F v = (F_{FV} + F_{FH})v \quad (\text{II.41})$$

$$(F_{FV} + F_{FH}) = F_D = ma \quad (\text{II.42})$$

$$P_{\text{tot}} = P_F = m a v \quad (\text{II.43})$$

Soit ϕ le coefficient qui représente la proportion de l'effort de freinage rapportée aux roues arrière $P_{FH} = \phi mav$ alors $P_{FV} = (1 - \phi) mav$ si a est constante, on a :

$$v(t) = v_0 - at \quad (\text{II.44})$$

$$P_F = (1 - \phi)ma(v_0 - at) \quad (\text{II.45})$$

La puissance de freinage apportée au disque de frein est égale à la moitié de la puissance totale :

$$P_{FVI} = \frac{(1 - \phi)}{2} ma(v_0 - at) \quad (\text{II.46})$$

A l'instant $t=0$, on a donc

$$P_{FVI} = \frac{(1 - \phi)}{2} ma v_0 \quad (\text{II.47})$$

On définit alors l'efficacité du freinage par le rapport entre la décélération (a) et l'accélération (g) :

$$Z = \frac{a_d}{g} \quad (\text{II.48})$$

$$P_{FVI} = \frac{(1 - \phi)}{2} mZg v_0 \quad (\text{II.49})$$

II.6.4 Expression du flux thermique initial

Les disques de frein ont pour but de dissiper l'énergie mécanique en chaleur. Pour les trains ou les voitures, c'est l'énergie cinétique du véhicule qui est dissipée par le frottement des patins sur les disques. L'ensemble patin - disque s'échauffe sous cette action et refroidit à l'air ambiant. Ces freinages étant répétés, les disques de frein sont soumis à de la fatigue thermomécanique. Dans l'automobile, de nombreuses études ont montré que les freinages pouvaient engendrer des températures pouvant dépasser 700°C en quelques secondes.

Si on considère que le disque de frein peut absorber totalement la quantité de chaleur produite.

$$Q_v = \frac{(1 - \phi)}{2} m_{tot} g v \left[\frac{Nm}{s} \right] = [W] \quad (\text{II.50})$$

L'expression de la puissance de frottement transformée par unité de surface est donc :

$$Q'_v = \frac{(1 - \phi)}{2} \frac{m_{tot} g v}{2A_d} \left[\frac{Nm}{sm^2} \right] = \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (\text{II.51})$$

La grandeur Q'_v caractérise le flux de chaleur injecté dans le disque, Il doit donc être uniquement localisé sur la surface réelle de contact. Où A_d la surface de disque balayé par une plaquette de frein.

Si on introduit le facteur d'exploitation ε_p de la surface frottante

$$\varepsilon_p = \frac{Q'_v}{Q'_{v_{max}}} \quad (\text{II.52})$$

On obtient ainsi, l'équation du flux thermique initial de friction entrant dans le disque, qui est se calcule comme suit :

$$Q'_{v_{max}} = \frac{(1 - \phi)}{2} \frac{m_{tot} g v}{2A_d \varepsilon_p} \left[\frac{Nm}{sm^2} \right] = \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (\text{II.53})$$

III.1 INTRODUCTION

Un système de freinage a pour fonction principale de transformer une énergie mécanique en une énergie thermique. Cette énergie se caractérise par un échauffement du disque et des plaquettes lors de la phase de freinage. La modélisation du comportement thermique de l'ensemble disque –plaquettes permet d'analyser l'évolution et la répartition des températures au niveau des zones de contact. Grâce aux résultats obtenus à partir du modèle développé, il devient possible d'optimiser le système. La modélisation des écoulements et des échanges de chaleur permet de comprendre et de quantifier les phénomènes physiques sans avoir recours à des essais expérimentaux.

III.2 LA MODELISATION THERMIQUE DU PROBLEME

III.2.1 Equation de la chaleur

Soit v une partie quelconque de V limitée par la surface s .

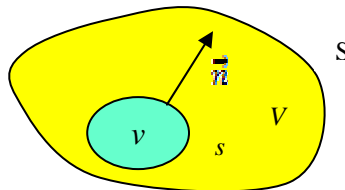


Fig.III.1 : Bilan thermique.

La puissance thermique stockée dans v est égale à la somme de la puissance thermique générée par les sources volumiques contenues dans v et de la puissance thermique reçue sous forme de flux à travers la surface s [21] :

$$\int_v \rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} dv = \int_v q dv + \int_s -\vec{n} \cdot (-k \cdot \overrightarrow{\text{grad}} T) ds \quad (\text{III.1})$$

ρ : la masse volumique du matériau (kg/m^3)

C_p : la capacité thermique massique (J/kg K)

\vec{n} : la normale unitaire à s dirigée vers l'extérieur de v

En transformant la relation (III.1) en intégrale de volume à l'aide du théorème d'Ostrogradski, il en résulte :

$$\int_v (\rho C_p \dot{T} - \text{div}(-k \cdot \overrightarrow{\text{grad}} T) - q) dv = 0 \quad (\text{III.2})$$

$$\text{où } \dot{T} = \frac{\partial T}{\partial t}$$

De l'équation (III.2), on déduit l'équation de chaleur suivante:

$$\rho C_p \dot{T} - \text{div} (-k \cdot \overrightarrow{\text{grad}} T) - q = 0 \quad (\text{III.3})$$

Pour un matériau homogène et isotrope, l'équation (III.3) dans le repère orthonormé $\{x, y, z\}$ s'écrit :

$$\rho C_p \dot{T} = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + q \quad (\text{III.4})$$

III.2.2 Forme différentielle

Résoudre un problème thermique consiste à chercher un champ de températures $T(x, y, z, t)$ à partir de l'équation (III.4) en tenant compte des conditions aux limites et initiales suivantes [21] :

- les conditions aux limites :

$$\begin{cases} T = T_p \text{ sur } S_T \\ \vec{n} \cdot (-k \cdot \overrightarrow{\text{grad}} T) = \varphi_S + \underbrace{h(T_f - T)}_{\text{convection}} + \underbrace{\varepsilon \sigma (T_{\text{ext}}^4 - T^4)}_{\text{rayonnement}} \text{ sur } S_\varphi \\ S = S_T \cup S_\varphi, \quad S_T \cap S_\varphi = \emptyset \end{cases} \quad (\text{III.5})$$

où

S est la surface du solide et \vec{n} la normale unitaire à S dirigée vers l'extérieur de V .

- la condition initiale à l'instant $t = t_0$:

$$T(x, y, z, t_0) = T_0(x, y, z) \quad (\text{III.6})$$

La quantité $r(T)$, appelée résidu de l'équation (III.3), est définie par :

$$r(T) = \rho C_p \dot{T} - \text{div} (-k \cdot \overrightarrow{\text{grad}} T) - q \quad (\text{III.7})$$

III.2.3 Forme intégrale faible

Pour résoudre le problème défini par le système d'équations (III.4, III.5, III.6) par la méthode des éléments finis, on utilise la méthode des résidus pondérés dans la formulation de **Galerkin** [22, 23,24]. Multiplions l'équation (III.3) par une fonction arbitraire et intégrons sur le domaine V :

$$\int_V T^* r(T) dV = \int_V T^* (\rho C_p \dot{T} - \text{div} (-k \cdot \overrightarrow{\text{grad}} T) - q) dV = 0 \quad \forall T^* \quad (\text{III.8})$$

T^* : Fonction de pondération (ou fonction test).

En utilisant la relation :

$$\text{div} (f \vec{v}) = f \text{div} \vec{v} + \vec{v} \cdot \overrightarrow{\text{grad}} f \quad (\text{III.9})$$

l'équation (III.8) s'écrit :

$$\int_V T^* \rho C_p dV - \int_V \text{div} (T^* \cdot (k \cdot \overrightarrow{\text{grad}} T)) dV + \int_V \overrightarrow{\text{grad}} T^* \cdot (k \cdot \overrightarrow{\text{grad}} T) dV - \int_V T^* q dV = 0 \quad (\text{III.10})$$

Transformons la deuxième intégrale de cette équation en intégrale de surface à l'aide du théorème d'Ostrogradski :

$$\int_V \text{div} (T^* \cdot (k \cdot \overrightarrow{\text{grad}} T)) dV = \int_{S_\varphi} T^* \vec{n} \cdot (k \cdot \overrightarrow{\text{grad}} T) dS + \int_{S_T} T^* \vec{n} \cdot (k \cdot \overrightarrow{\text{grad}} T) dS \quad (\text{III.11})$$

et posons la condition $T^* = 0$ sur S_T , d'où annulation de la dernière intégrale.

En utilisant la relation (III.11), les conditions aux limites (III.5) et l'équation (III.10), on obtient la formulation intégrale faible d'un problème thermique :

$$\int_V T^* \rho C_p dV + \int_V \overrightarrow{\text{grad}} T^* \cdot (k \cdot \overrightarrow{\text{grad}} T) dV - \int_V T^* (\varphi_S + h(T_f - T) + \varepsilon \sigma (T_{\text{ex}}^4 - T^4)) - \int_V T^* q dV = 0 \quad \forall T^* \quad (\text{III.12})$$

avec

- la condition aux limites : $T = T_p$ sur S_T et
- la condition initiale : $T(x, y, z, t_0) = T_0(x, y, z)$ (III.13)

III.2.4 Forme discrétisée : éléments finis

La solution analytique du système d'équations (III.12, III.13) est en général inaccessible. On est donc conduit à chercher une solution approchée par une méthode numérique : la méthode des éléments finis. Cette méthode est un cas particulier de la **méthode de Galerkin** : le champ de températures et les fonctions test appartiennent au même espace de dimension finie.

III.2.4.1 Représentation élémentaire (ou locale) du champ de températures

Le champ de températures $T^e(x, y, z, t)$ dans l'élément (e) a pour expression [21]:

$$T^e(x, y, z, t) = [N_1^e(x, y, z) \cdots N_i^e(x, y, z) \cdots N_{n^e}^e(x, y, z)] \begin{Bmatrix} T_1^e(t) \\ \vdots \\ T_i^e(t) \\ \vdots \\ T_{n^e}^e(t) \end{Bmatrix} = [N^e(x, y, z)] \{T^e(t)\} \quad (\text{III.14})$$

n^e : Le nombre de nœuds de l'élément

$N_i^e(x, y, z)$: Les fonctions d'interpolation élémentaires

$N^e(x, y, z)$: La matrice d'interpolation élémentaire

$\{T^e(t)\}$: Le vecteur de température des nœuds de l'élément (e).

III.2.4.2 Représentation globale du champ de températures

Le champ de températures $T(x, y, z, t)$ sur l'ensemble du domaine V a pour expression:

$$T(x, y, z, t) = [N_1(x, y, z) \cdots N_i(x, y, z) \cdots N_n(x, y, z)] \begin{Bmatrix} T_1(t) \\ \vdots \\ T_i(t) \\ \vdots \\ T_n(t) \end{Bmatrix} = [N(x, y, z)] \{T(t)\} \quad (\text{III.15})$$

n : Le nombre de nœuds du maillage

$N_i(x, y, z)$: Les fonctions d'interpolation (ou fonctions de forme)

$[N(x, y, z)]$: La matrice d'interpolation

$\{T(t)\}$: Le vecteur des températures nodales

Les fonctions d'interpolation vérifient les relations :

$$N_i^e(x_j, y_j, z_j) = \delta_{ij}, \quad N_i(x_j, y_j, z_j) = \delta_{ij} \quad \forall i, j \quad (\text{III.16})$$

(x_j, y_j, z_j) : Coordonnées du nœud j .

III.2.4.3 Partition des degrés de liberté

Effectuons une partition des degrés de liberté en températures inconnues $\{T_L\}$ et connues $\{T_P\}$ [23] :

$$\{T\} = \begin{Bmatrix} \{T_L\} \\ \{T_P\} \end{Bmatrix} \quad (\text{III.17})$$

où le vecteur $\{T_P\}$ regroupe les températures (connues) des nœuds situés sur la surface S_T .

Cette partition induit une partition de la matrice d'interpolation :

$$[N] = [[N_L][N_P]] \quad (\text{III.18})$$

D'où l'expression de T et T^*

$$T = [[N_L][N_P]] \begin{Bmatrix} \{T_L\} \\ \{T_P\} \end{Bmatrix}, \quad T^* = [[N_L][N_P]] \begin{Bmatrix} \{T_L^*\} \\ \{0\} \end{Bmatrix} = [N_L] \{T_L^*\} = \delta T \quad (\text{III.19})$$

III.2.4.4 Discrétisation de la forme intégrale faible

De l'expression du champ de températures T :

$$T = [N]\{T\} \quad (III.20)$$

on déduit

$$\dot{T} = [N]\{\dot{T}\} \quad (III.21)$$

Et

$$\{grad T\} = [B]\{T\} \text{ avec } [B] = [\{B_1\} \cdots \{B_i\} \cdots \{B_n\}] \quad (III.22)$$

Pour un problème spatial, $\{B_i\}$ s'écrit dans le repère orthonormé $\{x, y, z\}$:

$$\{B_i\} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial x} \\ \frac{\partial N_i}{\partial y} \\ \frac{\partial N_i}{\partial z} \end{Bmatrix} \quad (III.23)$$

De même :

$$\dot{T} = [N]\{\dot{T}\} = \{T^*\}^T [N]^T, \{grad T^*\} = [B]\{T^*\}, \{grad T^*\}^T = \{T^*\}^T [B]^T \quad (III.24)$$

En remplaçant ces relations dans l'équation (III.12), il vient [21]:

$$\{T^*\}^T ([C]\{\dot{T}\} + [K]\{T\} - \{F\}) = 0 \quad (III.25)$$

$$[C] = \int_V \rho C_p [N]^T [N] dV \quad (III.26)$$

$$[K] = \int_V [B]^T [\lambda] [B] dV + \int_{S_\varphi} h [N]^T [N] dS \quad (III.27)$$

$$\{F\} = \int_V [N]^T q dV + \int_{S_\varphi} [N]^T (S_\varphi + hT_f + \varepsilon\sigma(T_\infty^4 - T^4)) dS \quad (III.28)$$

$[C]$: La matrice de capacité thermique (J/K)

$[K]$: La matrice de conductivité thermique (W/K)

$\{F\}$: Le vecteur des flux nodaux (W)

$\{T\}$: Le vecteur des températures nodales (K)

La discrétisation en espace du problème par la méthode des éléments finis conduit à la résolution d'un système d'équations en temps, en général du premier ordre. La figure III.2 représente l'organigramme principal par la M.E.F en utilisant la méthode des substitutions successives.

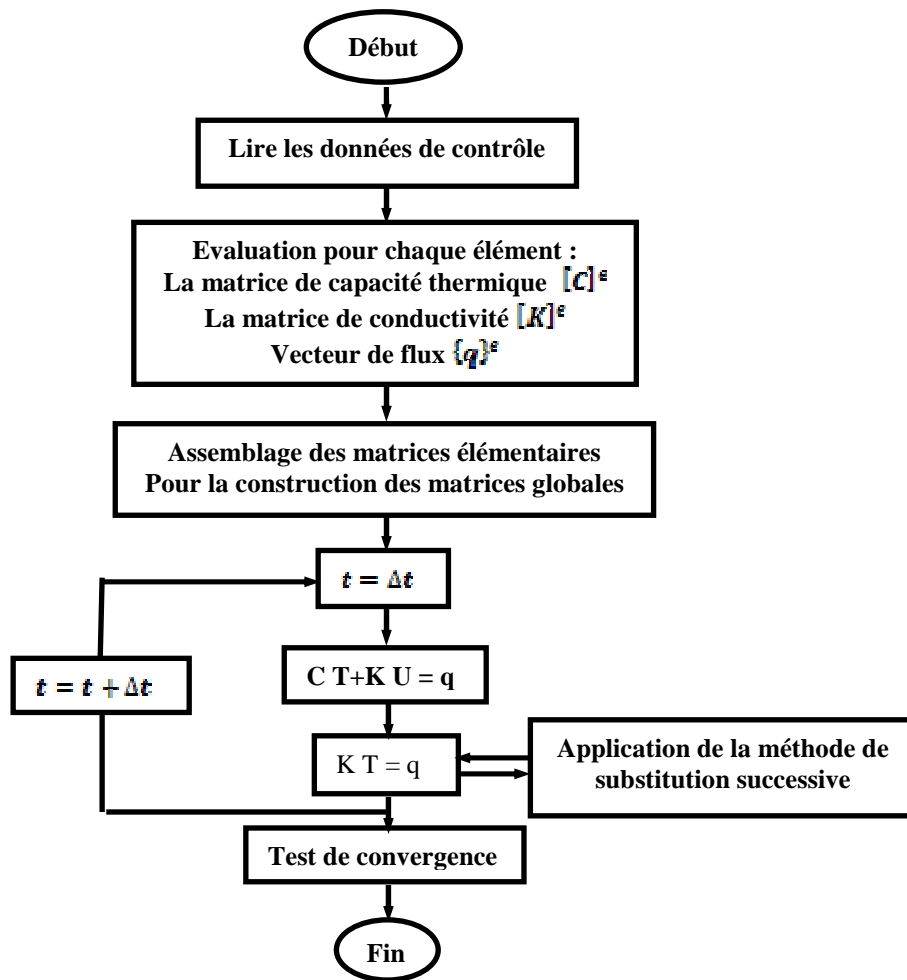


Fig.III.2 : Organigramme principal de résolution de système d'équations par la M.E.F.

III.2.4.4.1 Conditions initiales et conditions aux limites

- La température du disque est constante est égale :

$$T(x, y, z, t) = 60^\circ \text{C} \text{ à l'instant } t = 0 \quad (\text{III.29})$$

- Dans notre cas, il s'agit d'un problème thermique transitoire avec deux conditions aux limites :
 - ✓ Un flux de chaleur entrant dans le disque (conduction) localisé dans la zone de contact disque-plaquette dans les deux côtés,
 - ✓ Un échange de chaleur par convection sur toute la surface du disque.

III.3 ETUDE MECANIQUE DU CONTACT PLAQUETTE DE FREIN/DISQUE

III.3.1 Introduction

La complexité des systèmes physiques ou technologiques destinés à être conçus ou étudiés a conduit à employer des méthodes numériques basées sur le principe d'approcher une solution nominale le plus possible, mais celles-ci exigent de grands calculs nécessitant des calculateurs efficaces.

Une étude du contact entre le disque et les plaquettes de frein est nécessaire pour l'évaluation des pressions contact et des efforts de cisaillement ainsi les contraintes équivalentes de Von Mises et les déformations qui représentent le chargement mécanique imposé au disque. De plus, le flux de chaleur qui est engendré par le frottement est dépendant du contact. Son expression théorique est [25] :

$$\phi = \mu V P \quad (\text{III.30})$$

μ est le coefficient de frottement local, V la vitesse de glissement du point considéré et P la pression de contact.

Dans cette étude, on a modélisé le disque et la plaquette en utilisant le logiciel d'éléments finis Multiphysics ANSYS 11 en caractérisant pour chaque pièce les propriétés mécaniques des matériaux. Le type d'analyse choisi est **structurale statique**. La simulation a lieu pour durée totale de freinage $t=45$ [s] et en adoptant le pas de temps pour les mêmes conditions du cas thermique :

- Pas du temps initial = 0,25 [s]
- Pas du temps initial minimal = 0,125 [s]
- Pas du temps initial maximal = 0,5 [s]

III.3.2 Simulation du problème en ANSYS

Le code d'éléments finis ANSYS 11 (3D) est utilisé dans cette partie pour simuler le comportement du mécanisme de contact par frottement des deux corps (plaquette et disque) lors d'un freinage d'arrêt. Ce code possède des algorithmes de gestion du contact avec frottement basés sur la méthode des multiplicateurs de Lagrange, ou la méthode de pénalisation. Le module d'Young du disque étant environ 138 fois plus élevé que celui de la plaquette, les simulations présentées dans notre étude considèrent le contact avec frottement d'une plaquette déformable sur un disque rigide. L'application de la pression de contact sur la plaquette de frein vient mettre celle-ci en contact frottant avec le disque dont la vitesse de

rotation est maintenue constante durant toute la simulation. le matériau choisi du disque est le Fonte Grise FG 15 à haute teneur en carbone et la plaquette de frein a un comportement élastique isotrope dont les caractéristiques mécaniques des deux pièces sont récapitulées dans le tableau III.1. Des caractéristiques de conception des pièces sont également fournies directement par le code Ansys 11 ; données dans le tableau III.2 [26].

Le coefficient de frottement μ est égal à 0,2 au niveau de la zone de contact. Dans le cas avec frottement, cette dernière se situe de l'interface de contact, les contraintes de cisaillement provoquées par le frottement à ce niveau là sont à l'origine de ce phénomène. Le coefficient de frottement dépend de beaucoup de paramètres (pression, vitesse de glissement, température, humidité, etc.). Nous rappelons que l'ANSYS peut, au choix, utiliser une méthode de multiplicateurs de Lagrange ou bien une méthode de Lagrangien augmenté, une méthode de pénalisation pour résoudre le problème de contact [27]. C'est cette dernière qui a été sélectionnée dans ce travail.

	Disque	Plaquette
Module de Young E (Gpa)	138	1
Coefficient de Poisson ν	0,3	0,25
Masse volumique ρ (kg/m^3)	7250	1400
Coefficient de frottement μ	0,2	0,2

Tableau .III.1 : Tableau des caractéristiques mécaniques des deux pièces.

	Disque	Plaquette
Volume (m^3)	9,5689e-004	8,5534e-005
Surface (m^2)	0,24237	1,8128 e-002
Masse (kg)	6,9375	0,44975
Faces	205	35
Arêtes	785	96
Sommets	504	64
Nœuds	34799	2165
Éléments	18268	1014
Moment d'inertie Ip1 ($kg \cdot m^2$)	3,5776e-002	2,7242e-005
Moment d'inertie Ip2 ($kg \cdot m^2$)	6,9597e-002	1,5131e-004
Moment d'inertie Ip3 ($kg \cdot m^2$)	3,5774e-002	1,2863e-004

Tableau .III.2 : Caractéristiques de conception des deux pièces.

III.3.3 Création du modèle sur ANSYS Workbench

Pour commencer l'étude, on a créé une structure sur ANSYS Wb qui représente le disque de frein avec la plaquette. Puis, on a fait le maillage et on a défini les conditions aux limites pour le mettre ensuite sur l'ANSYS Multiphysics et initialiser le calcul.

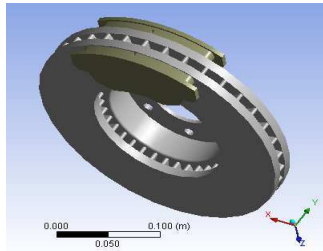
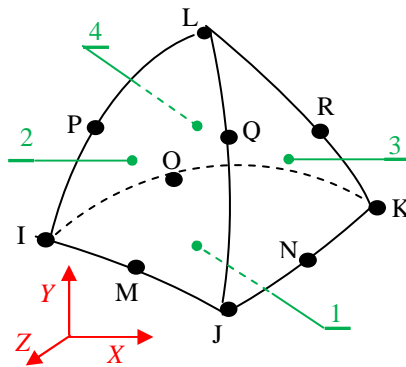


Fig.III.3 : Création du modèle sur ANSYS WB11.

III.3.4 Choix du maillage

Un fois la structure est créée, on a fait le maillage. Il s'agit d'un maillage progressif. Le modèle disque-plaquette a été maillé par des éléments volumiques **tétraédriques et quadratiques à 10 nœuds** (fig.III.4).

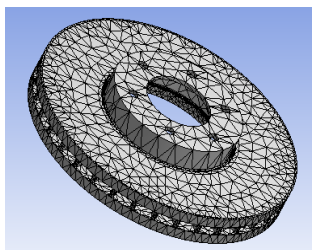


Les nœuds: I, J, K, L, M, N, O, P, Q, R

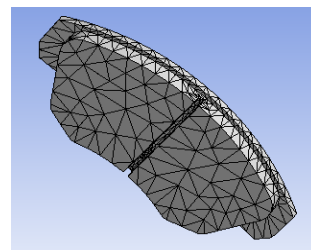
Les faces: 1(J-I-K), 2(I-J-L), 3(J-K-L), 4(K-I-L)

Fig.III.4 : Élément tétraèdre quadratique isoparamétrique à 10 nœuds.

L'ANSYS Workbench effectue un maillage automatique (par défaut). Si on aurait besoin de le raffiner, on doit intervenir dans le changement des paramètres choisis par défaut. Les figures III.5, 6 donnent respectivement un maillage volumique d'un disque et une plaquette de frein rainurée.



*Fig.III.5 : Maillage d'un disque
Nœuds 33256 éléments 17393.*



*Fig.III.6 : Maillage d'une plaquette rainurée
Nœuds 2669 éléments 1266.*

III.3.5 Détermination de la pression de contact

Le principe du modèle généralement dans la littérature prendre en compte à chaque instant l'évolution du contact disque-plaquette. Cette répartition du contact permet de calculer et d'appliquer le flux de chaleur crée par frottement. Dans cette étude, le calcul mécanique initial vise à déterminer la valeur de la pression de contact (supposée constante) entre le disque et la plaquette. On suppose que 60% des forces de freinage est soutenu par les freins avant (les deux rotors), soit 30 % pour un seul disque [28]. La force de rotor pour un véhicule typique est calculée en utilisant les données de véhicule contenues dans le tableau III.3, ayant pour résultat :

Masse du véhicule- M [kg]	1385
La vitesse initiale - v_0 [m/s]	60
Le temps d'arrêt- t_{stop}	45
Le rayon effectif du disque – [mm]	100,5
Le rayon de la roue –[mm]	380
Le coefficient de frottement disque/plaquette μ [/]	0,2
Surface de plaquette A_d [mm ²]	5246,3

Tableau.III.3 : Données de véhicule.

Les forces travaillant au disque de frein [28] :

$$F_{disque} = \frac{(30\%) \cdot \frac{1}{2} M v_0^2}{2 \cdot \frac{R_{rotor}}{R_{pneu}} \left(v_0 \cdot t_{stop} - \frac{1}{2} \left(\frac{v_0}{t_{stop}} \right) t_{stop}^2 \right)} = 1047,36 \text{ [N]} \quad (\text{III.31})$$

La vitesse de rotation du disque se calcule comme suit :

$$\omega = \frac{v_0}{R_{pneu}} = 157,89 \text{ rad/s} \quad (\text{III.32})$$

Surface totale du disque en contact avec les plaquettes = 35797 mm² (Fig.III.7)

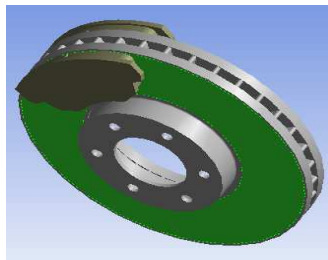


Fig.III.7 : Zone de contact sélectionnée en ANSYS

$$1 \text{ Face : } A_c = 35797 \text{ mm}^2$$

La pression extérieure entre le disque et les plaquettes se calcule par la force appliquée au disque ; pour une voie plate, la pression hydraulique est [29] :

$$p = \frac{F_{\text{disque}}}{A_c \cdot \mu} = 1 \text{ [Mpa]} \quad (\text{III.33})$$

Où A_c est l'aire de surface de la plaquette en contact avec le disque et μ le coefficient de frottement. L'aire de zone en contact de la plaquette en mm^2 avec le disque est donnée directement en ANSYS en sélectionnant cette surface comme indique la couleur vert dans la figure III.8. Dans le cas d'une plaquette de frein sans rainure, le calcul de la pression hydraulique exercée est obtenu de la même manière.

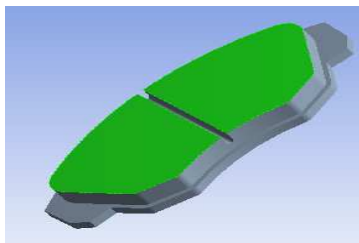


Fig.III.8 : 2 Faces Aire = 5246,3 mm^2

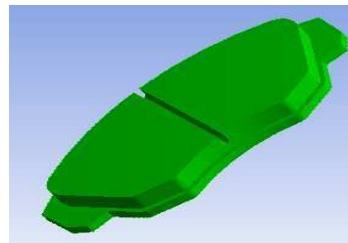


Fig.III.9 : 1 Corps : Volume= 85534 mm^3

Après la visualisation des différents maillages ; en sélectionnant sur les tâches de l'applet du maillage, on ouvre l'ensemble disque-plaquette sur le **modèle FE**, on obtient le résumé de cette importation, ce qui représenté sur les figures III.10, 11

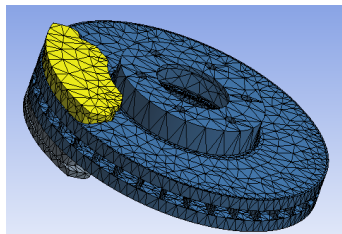


Fig.III.10 : Modèle FE d'un ensemble disque-plaquette.

Nom du corps	Nœuds	Eléments
Disque	34799	18268
Plaquette 1	1446	650
Plaquette 2	1461	660
Zone de contact 1	0	914
Zone de contact 2	0	83

Tableau III.4 : Résultats d'un maillage d'un type d'éléments tétraèdre quadratique à 10 nœuds.

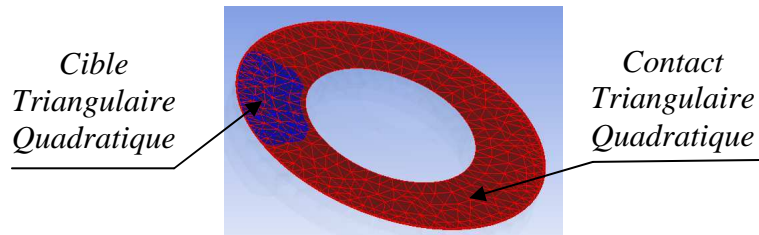


Fig.III.11 : Zone de contact.

Nom de type d'élément générique	Nom ANSYS	Description
Tétraèdre quadratique à 10 nœuds	Mesh200	Meshing Facet
Contact triangulaire quadratique	Conta174	3D 8 Node Surface to Surface Contact
Cible triangulaire quadratique	Targe170	3D Target Segment

Tableau III.5 : Résumé des types d'éléments.

III.3.6 Modélisation du modèle de contact de frein à disque

Pour appliquer le modèle mécanique d'élément finis avec un rotor, nous considérons les hypothèses suivantes :

- La pression de freinage est uniformément répartie sur la zone de contact du disque et les plaquettes.
- Le coefficient de frottement reste constant pendant le freinage.
- Les matériaux du disque et des plaquettes sont homogènes et leurs propriétés sont invariables avec la température.

III.3.6.1 Modélisation du chargement et des conditions aux limites

Les différentes conditions aux limites imposées au modèle éléments finis du disque et de la plaquette en configurations encastrées, compte tenu de son environnement direct, sont les suivantes (Figure III.12) :

III.3.6.1.1 Conditions aux limites appliquées au disque

- La rotation du disque est prise en compte, en tenant sa vitesse angulaire imposée et constante $\omega=157,89 \text{ rad/s}$ suivant y [30].
- Les nœuds du diamètre intérieur sont bloqués suivant la direction radiale et axiale en laissant la direction tangentielle libre (support cylindrique).
- Le disque est encastré par les 6 perçages au niveau du bol de fixation qui permettent de maintenir le disque sur le moyeu dans les trois directions de l'espace.

III.3.6.1.2 Conditions aux limites et chargement appliquées aux plaquettes

Les conditions aux limites appliquées aux plaquettes sont définies en fonction des mouvements autorisés par l'étrier. En effet, un des rôles de l'étrier est de retenir les plaquettes qui ont la tendance naturelle à suivre le mouvement du disque lorsque les deux structures sont en contact. L'étrier maintient aussi les plaquettes dans la direction z .

Ainsi, les conditions imposées aux plaquettes sont :

- La plaquette est encastrée sur ses bords dans le plan orthogonal à la surface de contact, autorisant ainsi un mouvement de corps rigide dans la direction normale au contact tel que l'on peut le trouver dans un montage de frein automobile [30].
- Un support fixe dans la plaquette extérieure.

Le chargement mécanique est représenté par les plaquettes qui viennent presser le disque et qui engendrent des frottements dus à la rotation de ce dernier. L'effort de serrage des plaquettes provient de la pression d'un piston hydraulique cylindrique sur la plaquette où on a seulement une condition de chargement :

- Une pression P de 1 MPa appliquée sur la plaquette intérieure.

Sans oublier la création des interactions de contact (frottement ...) entre les deux pièces.

On introduit un coefficient de frottement μ pour définir le frottement. Celui-ci dépend de beaucoup de paramètres (pression, vitesse de glissement, température, humidité, etc.) et varie donc au cours d'un freinage. Pour des raisons de simplicité, il est pris constant et égal à $\mu = 0,2$ dans les calculs.

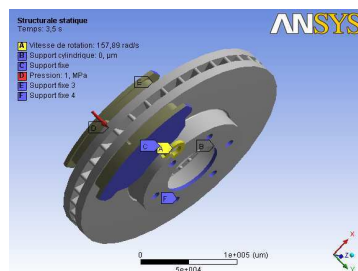


Fig.III.12: Conditions aux limites et chargement imposées au disque-plaquette.

Gardant pour ce but le même chargement et même conditions aux limites qu'au par avant, comme le montre la figure III.13. Essayons maintenant, le cas d'un étrier fixe à deux pistons

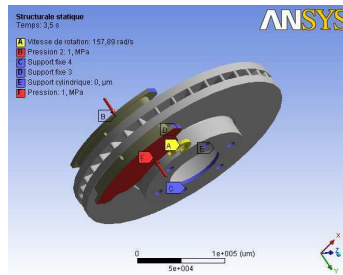


Fig.III.13: Conditions aux limites et chargement imposées au disque-plaquette à deux pistons.

III.3.7 Gestion du contact

Nous avons dit que le code de calcul ANSYS repose sur des formulations telles que (méthode Lagrangien augmenté, méthode par pénalité, MPC, Lagrangien normal) pour la résolution numérique du problème de contact.

Dans notre étude, nous considérons une méthode de pénalité pour la gestion du contact plutôt que l'utilisation des multiplicateurs de Lagrange. Plusieurs arguments motivant ce choix. En premier lieu, c'est une méthode simple à adapter et elle ne génère pas d'inconnues supplémentaires [30]. D'autre part, les mesures considérées de compression de la plaquette sur un support rigide montrent un comportement non-linéaire, principalement dû aux aspérités des surfaces de contact et/ou au comportement élastique non-linéaire du matériau de plaquette. Une loi de Signorini (et donc l'utilisation des multiplicateurs de Lagrange) simule un contact "dur" entre les aspérités, la méthode de pénalité non-linéaire simule un contact plus souple entre les aspérités et la véracité d'une méthode plutôt qu'une autre est difficilement évaluable tant que l'on ne dispose pas de données expérimentales de référence.

III.3.8 Lancement de calcul

Une fois les données sont installées, il ne reste qu'à lancer la résolution. Le choix d'un résultat parmi tant d'autres obtenus se fait selon le besoin de l'étude à effectuer. Une fois les résultats obtenus, il ne reste qu'à varier certains paramètres (caractéristiques physiques) par rapport à certains autres afin de déterminer les plus influents. Par exemple de notre étude (le module de Young, la vitesse de rotation du disque, le coefficient de frottement ...etc.)

III.4 MODELISATION DU COUPLAGE THERMOMECHANIQUE

III.4.1 Introduction

Dans le cadre de notre étude, nous allons particulièrement nous intéresser à la thermoélasticité dans des cas où les problèmes thermique et mécanique sont découplés.

Avant d'aller plus loin, insistons sur le fait que si la résolution du problème thermoélastique dans son aspect couplé, requiert l'analyse simultanée de la température et des déformations, la résolution dans un cas découplé se fait en deux étapes distinctes :

- Déterminer le champ de température indépendamment des conditions mécaniques.
- Evaluer les déformations produites par ce champ de température.

III.4.2 Méthode de la résolution

Un calcul de structure prenant en compte les deux influences (mécanique et thermique) est souvent difficile à réaliser (temps de calcul long, problème de convergence). Au contraire de ce couplage fort, lorsqu'on parvient à négliger les deux influences, le couplage devient faible et le calcul devient plus aisé. On peut distinguer deux types de couplage faible :

1) la loi de comportement dépend peu de la température. Dans ce cas, le problème mécanique est indépendant du problème thermique.

2) les sources de chaleur dues aux déformations mécaniques sont négligeables devant les sources externes. Dans ce cas, le problème thermique est indépendant du problème mécanique.

Dans le cas d'un changement d'état, la quantité d'énergie mise en jeu est telle qu'on néglige les sources de chaleur interne.

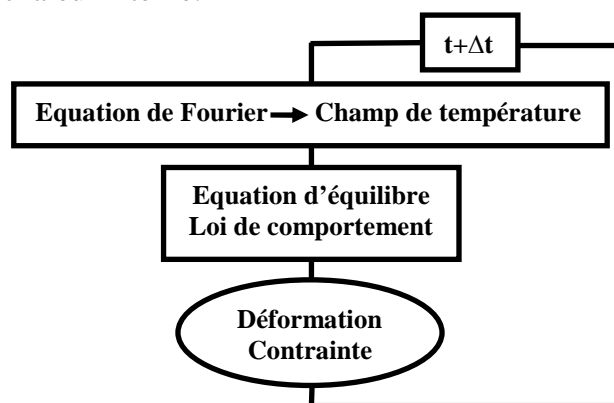


Fig.III.14 : Schéma du couplage thermomécanique.

III.4.3 Formulation du problème

La présente étude a pour but d'analyser le problème de contact thermo élastique des freins à disque avec la génération de friction de la chaleur en employant la méthode des éléments finis [31]. La simulation numérique pour le comportement thermo élastique du frein

à disque est d'être obtenue pour l'état d'arrêt simple. Il implique deux types de problème, un problème thermique et un problème élastique.

III.4.3.1 Problème thermique

Ce module implique de trouver la distribution de la température et la distribution de flux de la chaleur dans le disque à de divers endroits. Il peut être trouvé en résolvant l'équation en état instationnaire de conduction de la chaleur dans les coordonnées cylindriques avec les conditions aux limites appropriés.

L'équation en état instationnaire de conduction de la chaleur d'état est donnée par [31]:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r k_r \frac{\partial T}{\partial r} \right] + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[k_\theta \frac{\partial T}{\partial \theta} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[k_z \frac{\partial T}{\partial z} \right] = \rho c \frac{\partial T}{\partial t} \tag{III. 34}$$

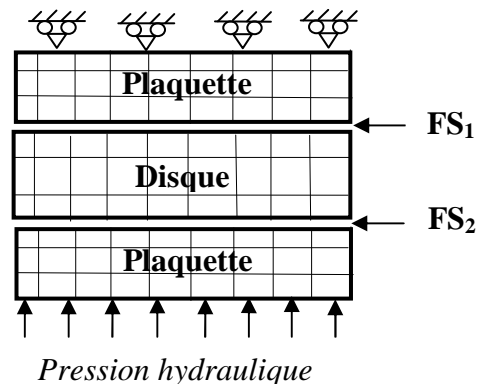
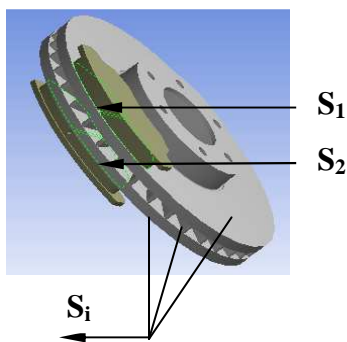


Fig.III.15 : Modèle de disque de frein et plaquettes **Fig.III.16 :** Modèle élastique en élément fini de disque et plaquette.

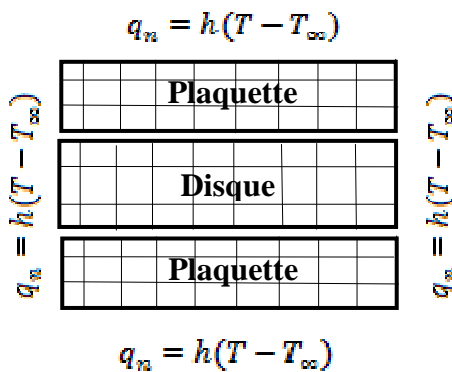


Fig.III.17 : Modèle élément fini élastique pour l'analyse thermoélastique transitoire [32].

La figure III.16 montre le modèle élément fini du disque et plaquettes avec des conditions aux limites [32]. La pression hydraulique est appliquée à la frontière le long du

rayon de la plaquette du côté de piston et la condition d'immobilité dans la direction axiale est appliquée à la frontière le long du rayon de côté de doigt.

Le modèle en élément fini thermique du disque de frein avec les conditions aux limites est représenté sur la figure III.17. Les conditions aux limites de convection sont imposées sur toutes les frontières pour considérer des états plus réalistes de la chaleur.

$$\text{Condition initiale } T(r, Z, \theta, 0) = T_{\infty} \quad (\text{III.35})$$

Température initiale est $T_0 = 20^\circ \text{C}$ dans cette étude.

Le disque entièrement et la partie latérale des plaquettes sont soumis à la convection.

Après l'application de la méthode de Galerkin, on obtient les matrices d'élément :

$$[C]\dot{T} + [K]T = \{F\} \quad (\text{III.36})$$

Où

$$[C] = \int_V \rho c N_i N_j dV \quad (\text{III.37})$$

$$[K] = \int_V \left\{ k_r \frac{\partial N_i}{\partial r} \frac{\partial N_j}{\partial r} + \frac{k_\theta}{r^2} \frac{\partial N_i}{\partial \theta} \frac{\partial N_j}{\partial \theta} + k_z \frac{\partial N_i}{\partial Z} \frac{\partial N_j}{\partial Z} \right\} dV + \sum_{k=3}^N \int_{S_k} N_i N_j h_k dS_k \quad (\text{III.38})$$

$$\{F\} = \int_{S_1} \gamma \mu \rho \omega r N_j dS_1 + \int_{S_2} \gamma \mu \rho \omega r N_j dS_2 + \sum_{k=3}^N \int_{S_k} N_i N_j h_k dS_k \quad (\text{III.39})$$

Où N_i et N_j les fonctions de forme qui sont définies pour le mode iso paramétrique nodal de l'élément en coordonnées cylindriques, N est le nombre des surfaces du disque.

En employant la technique de différence finie en arrière pour le terme dérivatif

$$\dot{T} = \frac{T^{t+\Delta t} - T^t}{\Delta t} \quad (\text{III.40})$$

Et par substitution dans, nous avons

$$([C] + \Delta t[K])\{T\}^{t+\Delta t} = \Delta t\{F\} + [C]\{T\}^t \quad (\text{III.41})$$

Pour résoudre l'équation (III.41), la technique finie d'élément transitoire est employés, pendant la simulation, les flux de la chaleur sont assignés à l'élément dans la zone de contact à chaque pas de temps.

III.4.3.1.1 Flux de chaleur

Pendant le freinage, les énergies cinétiques et potentielles pour un véhicule mobile sont converties en énergie thermique par la chaleur de friction entre le disque de frein et les plaquettes. La chaleur de friction est générée sur la surface du disque et les plaquettes de frein. Dans le présent travail, nous considérons la quantité de génération de la chaleur par l'usure est très petit relativement à la chaleur produite par frottement, ainsi l'effet de l'usure

matériel est négligé. Le flux de chaleur par friction produit dans l'interface du disque et de la plaquette peut être exprimé comme suit [33] :

$$q(x, y, t) = \mu P(x, y)v(t) = \mu P(x, y)\omega(t)r \quad (\text{III.42})$$

Où μ est le coefficient de frottement, P est la pression de contact, v la vitesse de glissement, qui est définie par la vitesse angulaire du disque ω et le rayon du disque de frein r .

Toute la chaleur produite sur le contact de frottement l'interface q est la somme du flux de la chaleur dans le disque q_D et le flux de la chaleur dans la plaquette q_p . L'énergie relative de freinage γ qui est absorbé par le disque de frein est :

$$\gamma = \frac{q_D}{q} = \frac{q_D}{q_D + q_p} = \frac{1}{1 + \left(\frac{\rho_p C_p k_p}{\rho_D C_D k_D}\right)^{\frac{1}{2}}} \quad (\text{III.43})$$

Dans l'équation ci-dessus, C_p est la chaleur spécifique de plaquette, k_p est la conductivité thermique de plaquette, ρ_p est la densité de plaquette, C_D est la chaleur spécifique de disque de frein, k_D est la conductivité thermique du disque de frein, et ρ_D est la densité de disque de frein. La génération totale de la chaleur absorbée par le rotor est dedans limites des propriétés matérielles du disque de frein et plaquette [34, 35].

III.4.3.2 Problème élastique

La contrainte mécanique est liée à l'effort par une équation constitutive suivante [31] :

$$\{\sigma\} = [D]\{\epsilon^{m\acute{e}}\} \quad (\text{III.44})$$

Où $[D]$ est la matrice de propriété matérielle

La contrainte totale, somme des contraintes mécaniques et thermiques, est donnée par :

$$\{\epsilon\} = \{\epsilon^{m\acute{e}}\} + \{\epsilon^{th}\} \quad (\text{III.45})$$

Où les indices supérieurs *mé* et *th* dénotent des contraintes mécaniques et thermiques, respectivement,

L'équation (III.44) devient :

$$\{\sigma\} = [D]\{\{\epsilon\} - \{\epsilon^{th}\}\} \quad (\text{III.46})$$

Où $\{\sigma\} = \{\sigma_r \sigma_\theta \sigma_z \sigma_{r\theta} \sigma_{\theta z} \sigma_{zr}\}$, $\{\epsilon\} = \{\epsilon_r \epsilon_\theta \epsilon_z \epsilon_{r\theta} \epsilon_{\theta z} \epsilon_{zr}\}$

Pour un matériau isotrope, le changement de température a comme conséquence une expansion de corps ou un rétrécissement mais aucune déformation. En d'autres termes le changement de température affecte les contraintes normales sans contraintes de cisaillement.

Le vecteur thermique de contrainte est exprimé ainsi :

$$\{\epsilon^{th}\} = \{\alpha\Delta T \ \alpha\Delta T \ \alpha\Delta T \ 0 \ 0 \ 0\}$$

Dans lequel α est le coefficient de la dilatation thermique et ΔT indique l'écart de température. La contrainte totale est exprimée en termes de déplacements nodaux comme :

$$\{\epsilon\} = [B]\{d\} \quad (\text{III.47})$$

Dans laquelle [B] est la matrice de cinématique

Substituons III.47 dans III.46, nous avons :

$$\{\sigma\} = [D][B]\{d\} - [D]\{\epsilon^{th}\} \quad (\text{III.48})$$

On applique la technique des moments résiduelle à l'équation (III.48) on trouve les résultats dans l'équation suivante :

$$[K]\{d\} = \{F^{th}\} + \{F^{mé}\} \quad (\text{III.49})$$

Où la matrice de rigidité élémentaire pour l'élasticité est donnée sous la forme :

$$[K^e] = \int_{\Omega^e} [B]^T [D] [B] d\Omega \quad (\text{III.50})$$

$\{F^{th}\}$ et $\{F^{mé}\}$ les vecteurs thermiques et mécaniques de force qui sont dénotés comme suit :

$$\{F^{th}\} = \int_{\Omega} N^T N d\Omega$$

$$\{F^{mé}\} = \int_{\mathcal{S}} N^T N d\mathcal{S}$$

Le problème élastique est résolu en employant l'équation constitutive .pendant la modélisation numérique, une particulière attention est exigée pour satisfaire la continuité des déplacements normaux sur la surface de contact et les conditions de recouvrement [30].

Les conditions suivantes des déplacements et des efforts sont imposées à chaque paire de nœuds sur l'interface.

$$W_i = W_j \text{ lorsque } P > 0 ; W_i \neq W_j \text{ partout} \quad (\text{III.51})$$

$$\sigma_{\alpha j} = -\sigma_{\alpha i} \text{ lorsque } P > 0 ; \sigma_{\alpha j} \neq \sigma_{\alpha i} \text{ partout} \quad (\text{III.52})$$

Les conditions suivantes de contrainte de la température et de flux de chaleur sont imposées à chaque paire de nœuds sur l'interface

$$T_i = T_j \text{ lorsque } P > 0 ; T_i \neq T_j \text{ partout} \quad (\text{III.53})$$

$$q^* = \mu p w \text{ lorsque } P > 0 ; q^* = 0 \text{ partout} \quad (\text{III.54})$$

III.4.4 Analyse en ANSYS Multiphysics

Dans cette étape et à l'aide du code de calcul élément fini ANSYS, nous allons faire une modélisation du contact sec du disque et plaquette tout en montrant l'effet de la

température dans son comportement (contraintes et déformations globales du modèle). La première étape consiste à déterminer le champ de la température en 3 D à l'aide d'une analyse thermique sous ANSYS , ensuite une analyse mécanique structurale statique comme nous l'avons vu précédemment , le couplage thermique s'effectuera par condition thermique à une température non uniforme tout en prend l'environnement thermique du modèle, Pour cette raison, la commande « condition thermique » sera utilisée pour traiter le problème couplé thermomécanique et gérer le régime transitoire.

Pour étudier le comportement thermo élastique transitoire du disque de frein, la simulation en ANSYS est obtenue dans la durée totale de freinage ($t = 45$ s). Réellement la variation de la vitesse tournante pendant l'opération de freinage doit être déterminée la dynamique de véhicule [36]. Cependant, dans cette étude la vitesse tournante du disque a été considérée comme une valeur connue ($\omega = 157.89$ rd/s), la pression hydraulique P_h est assumée linéairement grimper jusqu'à 1 MPa. Les propriétés matérielles adoptées dans cette simulation sont récapitulées dans le tableau III.6.

Propriétés matérielles	Plaquette	Disque
Conductivité thermique, k (w/m.°C)	5	57
Densité, ρ (kg/m ³)	1400	7250
La chaleur spécifique, c (J/Kg. °C)	1000	460
Coefficient de Poisson, ν	0,25	0,28
Dilatation thermique, α (10 ⁻⁶ / °C)	10	10,85
Module élastique, E (GPa)	1	138
Coefficient de frottement μ	0,067	0,2
Conditions d'opération		
Vitesse angulaire ω (rd/s)		157.89
Pression hydraulique, P (MPa)		1

Tableau III.6 : Propriétés thermo-élastiques utilisées dans la simulation.

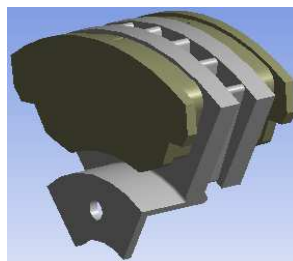


Fig.III.18 : Modèle de simulation d'un disque frein ventilé-plaquette [37].

Selon la vraie dimension du disque freinant et les plaquettes, la modélisation pour l'accouplement thermique-structure transitoire tridimensionnel de pendant le processus de freinage est établi. Il est basé sur l'effet de la source de chaleur mobile avec la variation

couissante relative et l'accouplement de l'écoulement thermique de friction entre le disque et la plaquette. En employant le champ non linéaire de multiphysics du logiciel d'Ansys, le processus freinant du frein à disque est simulé [38]. La distribution de la contrainte dans le disque et les pressions de contact d'interface sont analysés..La période variationnelle du température/contrainte augmente avec le temps freinant prolongé. Et la raison de la rupture de fatigue thermique radiale du disque est discutée.

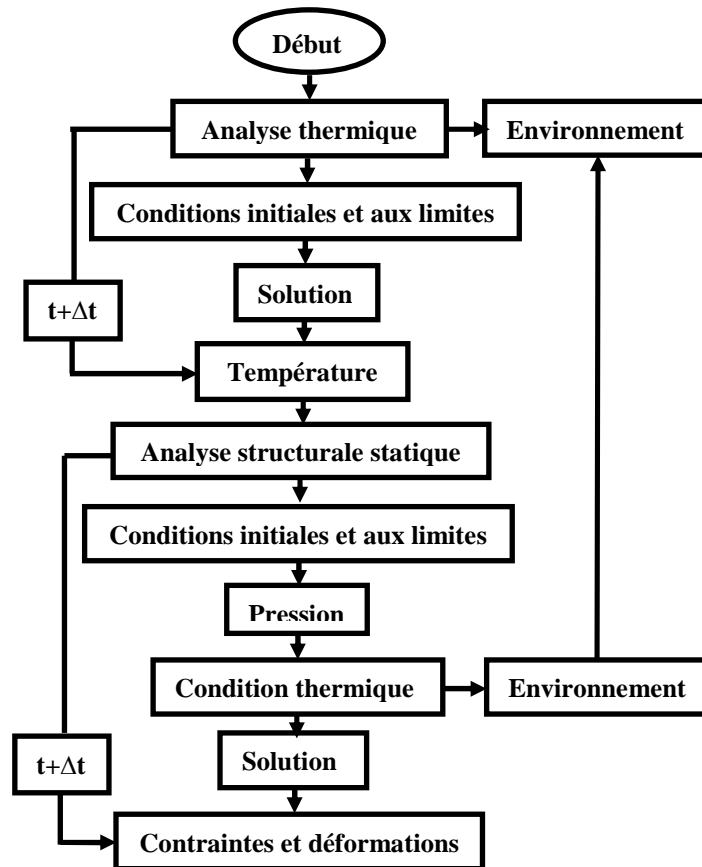


Fig.III.19 : Organigramme de calcul thermomécanique en ANSYS Multiphysics.

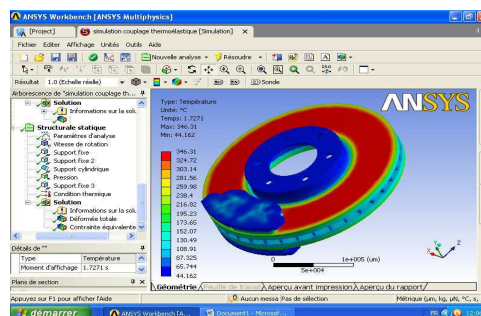


Fig.III.20 : L'analyse du couplage thermoélastique en ANSYS Multiphysics.

IV.1 INTRODUCTION

Dans cette étude, on essaye de mettre en évidence un problème d'échauffement excessif du disque, et de visualiser les résultats pour pouvoir en tirer les modifications qui s'imposent sur la conception du disque de frein du point de vue des matériaux et du profil.

Notre travail consiste à étudier le comportement thermique d'un disque de frein en trois dimensions, lequel inclut le flux de chaleur généré à l'intérieur de celui-ci, les températures maximales et minimales etc. Le scénario analysé est un freinage d'arrêt. En pratique, le système de freinage baigne dans un flux d'air, plus ou moins forcé selon le système, qui participe au refroidissement du disque et des plaquettes. Ce flux d'air est régi par les lois de l'aérodynamique. A l'aide du code ANSYS CFX, on calcule alors les valeurs du coefficient d'échange thermique h en fonction du temps. Ces valeurs seront utilisés pour déterminer le comportement thermique du disque en régime transitoire.

Dans cette modélisation, seul le disque est pris en compte, les plaquettes sont remplacées par leur effet, représenté par un flux de chaleur généré à l'interface disque-plaquette qui est l'aire totale de contact (les deux côtés du disque) (Fig.IV.2).

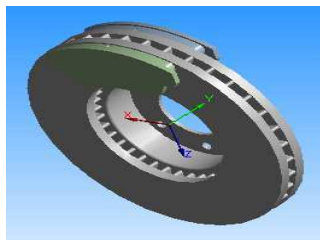


Fig.IV.1 : Ensemble disque-plaquette.

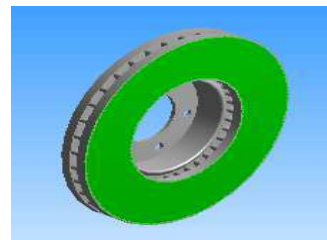


Fig.IV.2 : Application du flux de chaleur

L'exemple traité est un disque de frein d'un véhicule particulier (Fig.IV.1). Le mode de freinage choisi est **du type 0** imposé par les normes européennes (ECE-13).

IV.2 FICHE TECHNIQUE DU VEHICULE CHOISI

Dans cette étude, on a choisi le véhicule **Citroën** de type **CX GTi Turbo 2** dont les caractéristiques techniques sont indiquées dans le tableau IV.1 :

Type du moteur	4 cylindres en ligne	Freins avant	Disques
Energie	Essence	Longueur	465 cm
Disposition	Longitudinal avant	Largeur	177 cm
Cylindrée	2500 cc	Hauteur	136 cm
Puissance	168 chevaux à 5000 tr/min	Poids	1385 kg
Couple	30.0 mkg à 3250 tr/min	Poids/Puissance	8.24 kg/cv
Boîte de vitesse	5 rapports	Vitesse max	223 km/h

Tableau. IV.1 : Fiche technique du véhicule Citroën CX GTi Turbo 2.

IV.3 DESCRIPTION DU DISQUE DE FREIN VENTILE ET PLEIN ET DES PLAQUETTES

L'étude porte sur un disque de frein ventilé en fonte grise FG à haute teneur en carbone ; il s'agit du disque (262×29 mm) qui équipe certaines versions des véhicules Citroën CX GTi Turbo 2 (Fig.IV.3).

✓ Disque ventilé :

Diamètre extérieur $A = 262$ mm

Diamètre intérieur $B = 66$ mm

Epaisseur $TH = 29$ mm

Hauteur totale $C = 51$ mm

Nombre de trous = 06

Nombre d'ailette = 36

Matériaux/Composition = Fonte Grise

Type de disque = Ventilé à l'intérieur

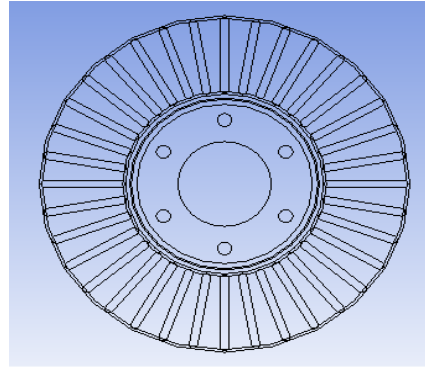


Fig.IV.3 : Disque ventilé (vue en contour).

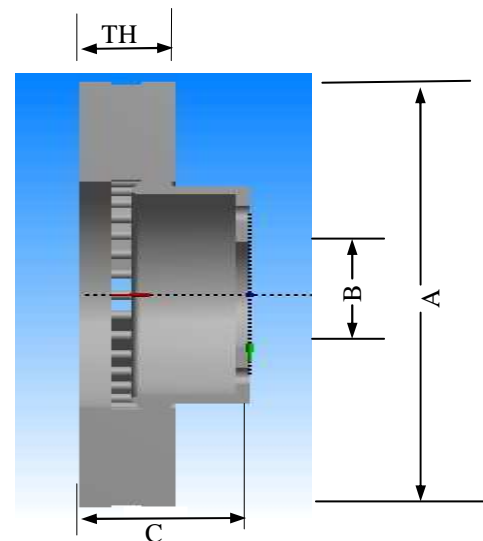
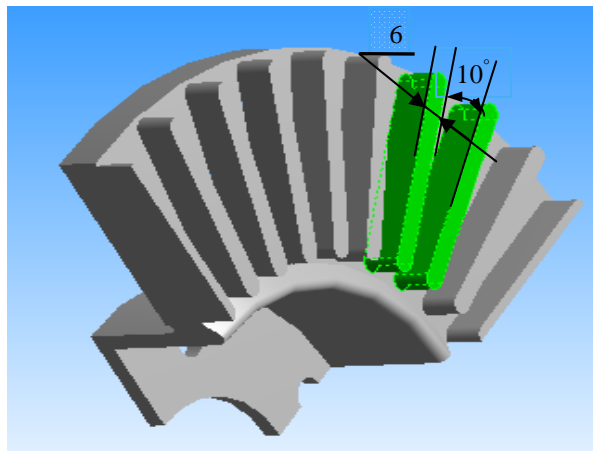
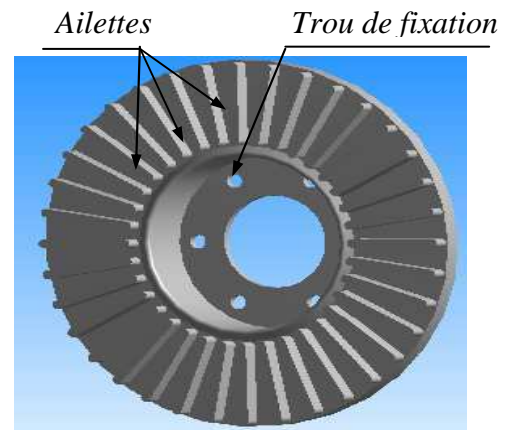
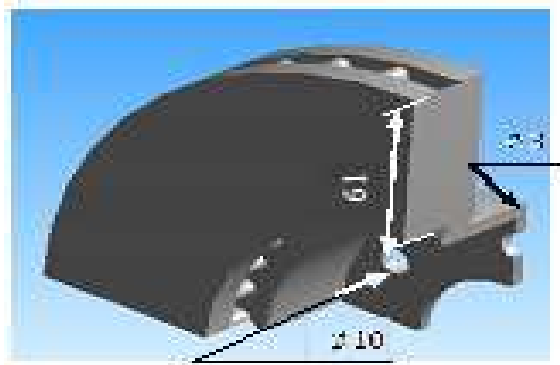


Fig.IV.4 : Caractéristiques géométriques du disque ventilé.

✓ **Disque plein :**

Pour faciliter la comparaison des résultats de simulation, les dimensions géométriques des deux variantes de disques, disque plein et disque ventilé sont les mêmes (Fig.IV.5).

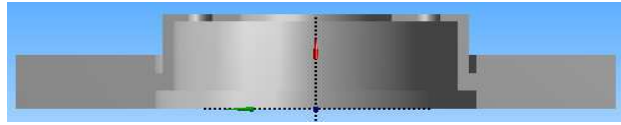


Fig.IV.5 : Disque plein.

Plaquettes de frein :

- ✓ Épaisseur : 15 mm
- ✓ Largeur : 61 mm
- ✓ Hauteur : 139 mm
- ✓ Largeur de la rainure : 3 mm
- ✓ Profondeur de rainure : 6 mm



Fig.IV.6 : Plaquettes de frein pour Citroën.

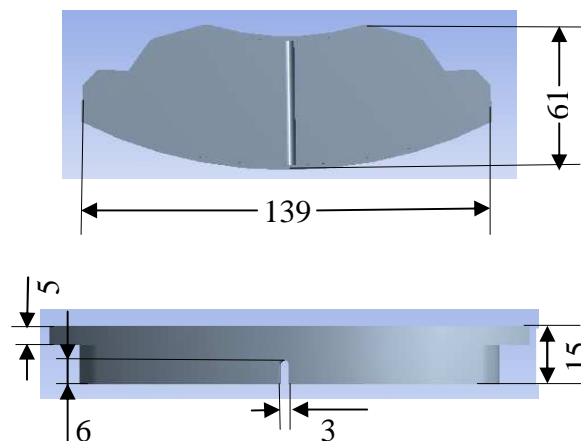


Fig.IV.7 : Caractéristiques géométriques des plaquettes de frein.

IV.4 DETERMINATION DU COEFFICIENT D'ÉCHANGE PAR CONVECTION (H)

IV.4.1 Introduction

L'analyse thermique du système de freinage exige une détermination précise de la chaleur totale de friction produite ainsi que la distribution de cette énergie entre le disque et les garnitures. Lors d'un freinage d'urgence, toute la chaleur produite à l'interface est égale à la chaleur absorbée par le disque et les garnitures.

Lorsqu'un véhicule freine, une partie de la température de friction s'échappe dans l'air grâce à la convection et au rayonnement. Par conséquent, la détermination des coefficients de transfert de chaleur est très importante. Il est, cependant, très difficile de les calculer avec précision, car ils dépendent de la forme du système de freinage, de la vitesse de déplacement du véhicule et par conséquent de la circulation de l'air [39]. Ici

la modélisation de la convection se révèle être le problème principal car elle est liée aux conditions aérodynamiques du disque. On s'intéresse dans cette partie au calcul du **coefficient d'échange thermique (h)**. Ce paramètre doit être exploité pour visualiser la distribution tridimensionnelle de la température du disque.

IV.4.2 Modélisation en ANSYS CFX

La première étape de l'étude consiste à créer le modèle **CFD** qui contient les domaines à étudier en **Ansys Workbench**. Dans notre cas, on a pris seulement un quart du disque puis on a défini le domaine de l'air entourant ce disque. Dans cette étape, l'**ANSYS ICEM CFD** va préparer les différentes surfaces pour les deux domaines afin de faciliter le maillage, lesquelles seront exportées vers cfx à l'aide de la commande « **Output to cfx** ». Après avoir obtenu le modèle sur CFX Pre et avoir spécifié les conditions aux limites à l'aide de l'option « **boundary conditions** », on définit ses paramètres principaux sur CFX. Le disque est attaché à quatre surfaces adiabatiques et deux surfaces de symétrie dans le domaine fluide dont la température ambiante de l'air est égale à 20 °C [40].

La figure (IV.8) montre le modèle CFD élaboré qui sera utilisé dans **ANSYS cfx Pre**.

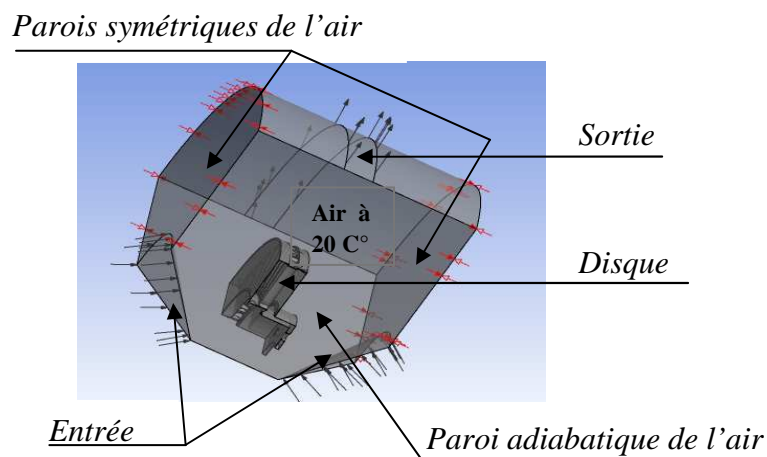


Fig.IV.8 : Modèle de CFD de disque de frein.

IV.4.3 Préparation de la géométrie et du maillage

IV.4.3.1 Domaine fluide :

Vu la symétrie dans le disque, on a pris uniquement le quart de la géométrie du domaine fluide (Fig.IV.09, Fig.IV.10, Fig.IV.11) en utilisant le logiciel ANSYS ICEM CFD.

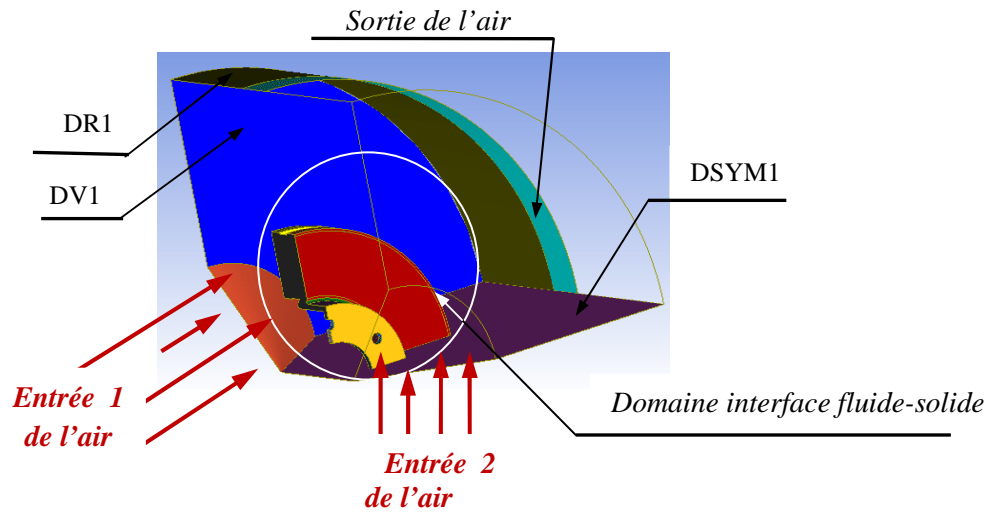
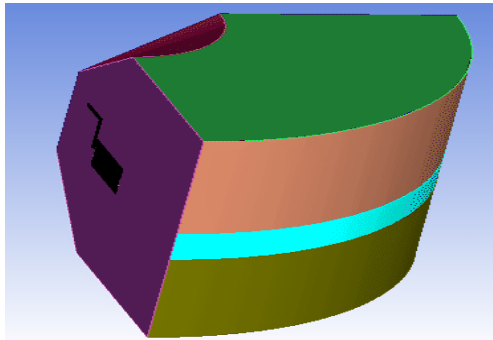
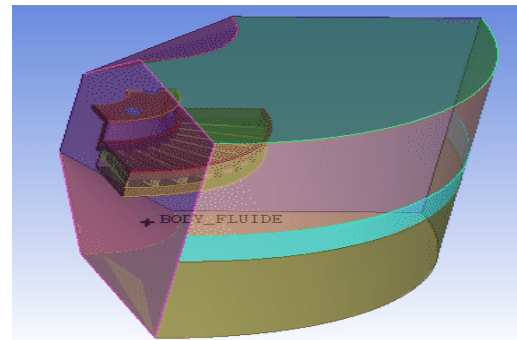


Fig.IV.9 : Définition des surfaces du domaine fluide.



*Fig.IV.10 : Domaine fluide
(Vue de surface solide).*



*Fig.IV.11 : Domaine fluide
(Vue de surface transparente).*

IV.4.3.1.1 Préparation du Maillage :

Cette étape consiste à préparer le maillage du domaine fluide. Dans notre cas, on a utilisé un élément tétraédrique linéaire avec 30717 nœuds et 179798 éléments (Fig.IV.12).

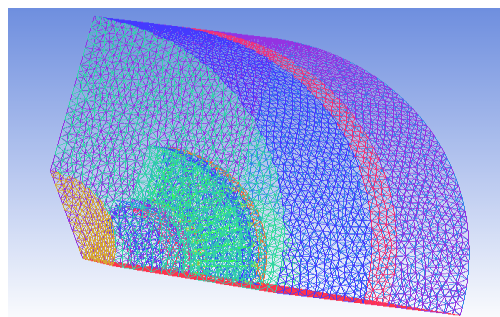


Fig.IV.12 : Maillage du domaine fluide.

IV.4.3.2 Disque de frein

Pour des raisons de symétrie du disque , on a pris uniquement le quart de la géométrie dans le cas du disque ventilé et plein ; on a gardé la forme tétraédrique pour générer le maillage des disques (Fig.IV.17 , Fig.IV.18) .

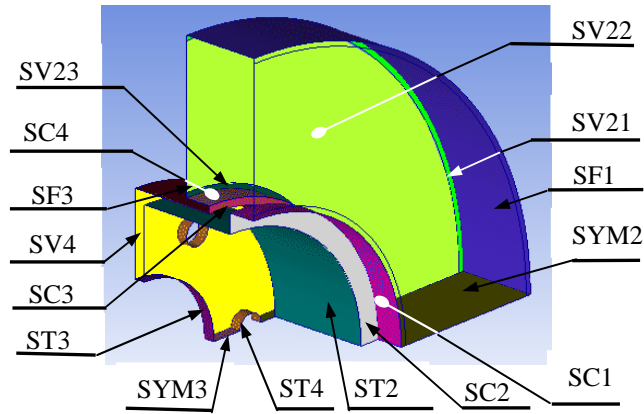


Fig.IV.13 : Définition des surfaces du disque plein.

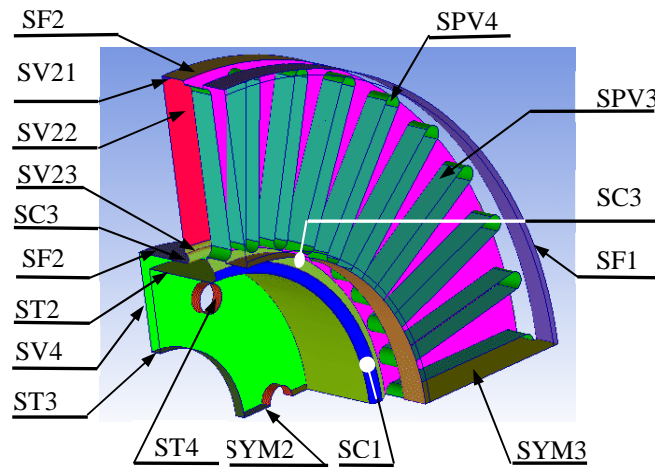


Fig.IV.14 : Définition des surfaces du disque ventilé.

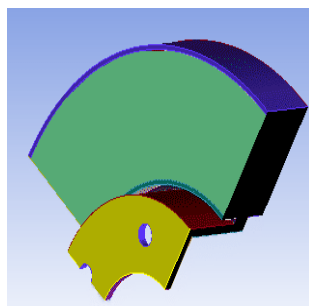


Fig.IV.15 : Disque plein.

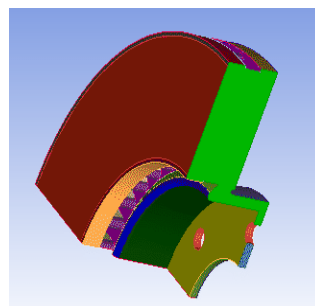


Fig.IV.16 : Disque ventilé.

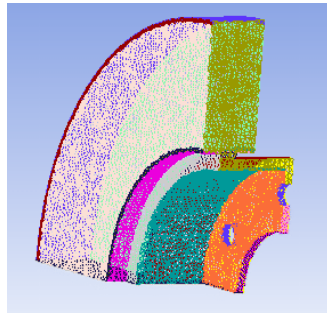


Fig.IV.17 : Maillage du disque plein
(Nombre d'éléments 272392).

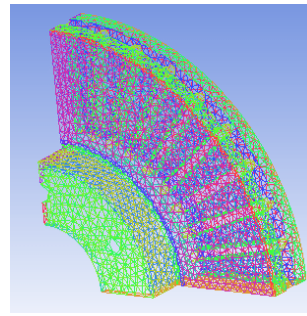


Fig.IV.18 : Maillage du disque ventilé
(Nombre d'éléments 27691).

IV.4.3.3 Etude du maillage

On a exécuté un raffinement sur le disque et sur le domaine fluide. Le tableau IV.2 donne le nombre d'éléments pour le maillage grossier et raffiné pour les types de disque de frein. Plus le maillage est raffiné, plus la qualité de la solution est meilleure.

	<i>Domaine</i>	<i>Disque plein</i>	<i>Disque ventilé</i>
	<i>Nombre d'éléments</i>	<i>Nombre d'éléments</i>	<i>Nombre d'éléments</i>
<i>Maillage 1</i>	167736	272392	27691
<i>Maillage 2</i>	1387512	253148	252994

Tableau.IV.2 : Nombre d'éléments des différents maillage.

IV.4.4 Flux d'air en mécanique des fluides

L'écoulement dans le sillage des véhicules automobiles peut-être séparé en deux structures ; la première issue d'une ligne de séparation bidimensionnelle génère un écoulement de base avec une pression statique constante et une vitesse de transport voisine de zéro et la seconde est issue d'une séparation tridimensionnelle de l'écoulement et engendre des zones tourbillonnaires [39].

Ces deux effets produisent la traînée de forme à laquelle s'ajoute une traînée de pression résultant de la distribution de pression sur la géométrie du véhicule et une traînée de frottement due au cisaillement du fluide dans la couche limite. L'ensemble constitue la traînée aérodynamique globale du véhicule. En aérodynamique automobile, les écoulements fluides sont de nature turbulente et dans les conditions courantes d'utilisation, le déplacement du véhicule s'effectue à un nombre de Mach inférieur à 0,3.

IV.4.5 Equations caractérisant un domaine fluide

Les équations qui régissent un domaine d'écoulement sont comme suit [39]:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (\text{IV.1})$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (\text{IV.2})$$

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho c_p u_i \frac{\partial T}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (\text{IV.3})$$

La première équation est l'équation de continuité pour un fluide incompressible, la seconde représente l'équation de Navier-Stokes pour un fluide Newtonien et la troisième est l'équation de l'énergie pour un nombre de Mach petit .

Dans notre cas, l'écoulement d'air (*inflow*) est laminaire jusqu'au moment où il rencontre le disque. Une partie de ce flux devient turbulente.

IV.4.6 Modèle physique

Après le maillage, on définit dans cette étape les paramètres des différents modèles afin de commencer l'analyse. Pour notre cas, on définit le domaine fluide qui est l'air à 20 ° C et le domaine solide.

IV.4.6.1 Etat stationnaire

Dans un premier temps, on valide les modèles choisis et on procède à une analyse en régime stationnaire (**Steady State**). On doit activer le calcul du transfert de chaleur : « **Heat Transfer** » dans **Thermal Energy Options**. Dans le domaine de l'air, on prend la pression de référence égale à 1 atmosphère et la pression relative à la sortie est nulle.

IV.4.6.1.1 Initialisation de la turbulence

On choisit un écoulement turbulent de type k-ε. Ceci nous permet d'observer la turbulence autour du disque. Pour entamer l'analyse du comportement thermique, on ajoute les paramètres suivants pour produire et éditer les expressions en ANSYS CFX PRE :

✓ **Domaine fluide**

Vitesse de l'air à l'entrée : $V_{ent} = 28$ [m/s],

✓ **Domaine disque**

Flux entrant : $FLUX_{ent} = 4197027.47$ [W/m²].

FLUX ent : Flux entrant stationnaire.

V_e : Vitesse d'entrée de l'air stationnaire.

IV.4.6.1.2 Définition du modèle matériau

On introduit les matériaux nécessaires au modèle. Ainsi pour le disque, nous avons introduit dans la bibliothèque les 03 sortes de fontes (FG 25 AL, FG 20, FG 15) en spécifiant leurs caractéristiques physiques.

IV.4.6.1.3 Définition du modèle Conditions Limites

La première étape consiste à sélectionner les faces d'entrée et de sortie du flux de la boîte. Ces options se trouvent dans le menu insert « **Boundary condition** » dans le CFX Pre.

La face d'entrée du flux (**Inlet**).

La face de sortie du flux (**Outlet**).

Des conditions aux limites sont également nécessaires sur les deux domaines. On utilise les conditions « **Wall** » et « **Symmetry** ». Ceci est obligatoire, car on peut régler un certain nombre de paramètres sur ces C.L., tels que le flux entrant dans le disque, ou une source de chaleur.

IV.4.6.1.4 Application des interfaces de domaine

Les domaines interfaces sont utilisés généralement pour la connexion ou l'assemblage des domaines. Les surfaces situées entre la région d'interaction (air-disque) sont déclarées comme interface fluide-solide.

IV.4.6.1.5 Méthode de résolution transient

Pour résoudre le problème, la méthode dite transitoire ou du « **transient** » est appliquée. Pendant la simulation de freinage, les différentes valeurs du flux thermique sont assignées aux éléments dépendants de la zone de contact à chaque pas de temps dans le modèle. Le problème de convection peut être considéré comme un problème tridimensionnel de transfert thermique à plusieurs reprises, en utilisant un incrément de temps plus petit tout en incluant la distribution initiale de la température. Le pas de temps est régi par la variation de la vitesse de rotation de disque. La méthode du transient en éléments finis permet de simuler le transfert thermique dans un disque tridimensionnel avec une vitesse variable et un flux variable .

IV.4.6.2 Etat instationnaire

D'une manière analogue, on ajoute les paramètres suivants pour produire et éditer les expressions en ANSYS CFX PRE afin d'entamer l'analyse thermique:

✓ **Domaine fluide**

Vitesse à l'entrée : $V_{ent\ inst} = V_{ent} - V_{a\ t}$,

✓ **Domaine disque**

Flux entrant : FLUX inst = (CF) (V ent inst),

CF = 149893,838.

V ent inst = Vent – Va t

FLUX inst : Flux entrant instationnaire.

V ent inst : Vitesse d'entrant de l'air instationnaire.

IV.4.7 Conditions temporelles

Pour les deux régimes (stationnaire et instationnaire), on a pris les mêmes conditions temporelles :

Temps total = 3,5 [s],

Pas du temps = 0,01 [s],

Temps initial = 0 [s],

Avant de lancer le calcul et l'analyse en ANSYS CFX PRE , on doit vérifier tout le modèle pour s'assurer que le modèle ne contient pas d'erreurs.

IV.4.8 Lancement du calcul et affichage écran des données

Après vérification du modèle et des conditions aux limites, on démarre le calcul en ouvrant le menu **File** puis en cliquant sur **Write solver file** [41] . Les résultats sont stockés dans un fichier.

IV.5 ANALYSE DES RESULTATS

IV.5.1 Cas stationnaire

a. Disque plein

Dans ce régime, on considère que le comportement du disque ne varie pas avec le temps. La figure IV.19 montre la distribution du coefficient de transfert (h) dans un disque plein.

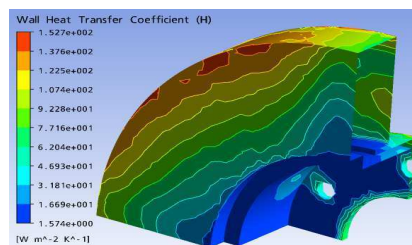


Fig.IV.19: Répartition de coefficient de transfert de chaleur sur un disque plein dans le cas stationnaire (FG 15).

	FG 15
Surface	$h_{moy} = [W m^{-2} k^{-1}]$
SC1	25,29168
SC2	5,18003
SC3	2,922075
SC4	11,77396
SF1	111,20765
SF3	53,15547
ST2	23,22845
ST3	65,6994
ST4	44,26725
SV1	81,37535
SV2	71,75842
SV3	41,83303
SV4	65,82545

Tableau IV.3 : Valeur du coefficient de transfert de chaleur de différentes surfaces dans le cas stationnaire pour un disque plein (FG 15).

b. Disque ventilé

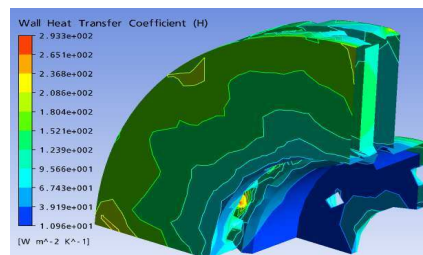


Fig.IV.20 : Répartition de coefficient de transfert de chaleur sur un disque ventilé dans le cas stationnaire (FG 25 AL).

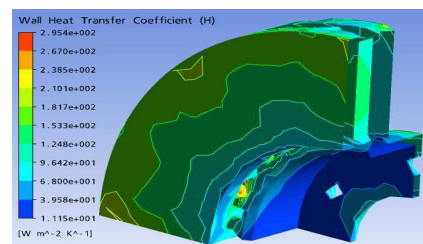


Fig. IV.21 : Répartition de coefficient de transfert de chaleur sur un disque ventilé dans le cas stationnaire (FG 20).

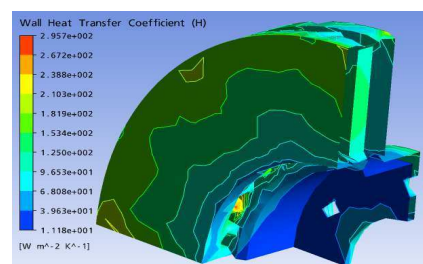


Fig.IV.22 : Répartition de coefficient de transfert de chaleur sur un disque ventilé dans le cas stationnaire (FG 15).

Les figures (IV.20, IV.21, IV.22) montrent les champs de distribution du coefficient d'échange (h) pour les trois types de matériaux. On constate que le comportement de (h) dans le disque ne dépend pas du matériau choisi. La distribution de (h) dans le disque n'est pas la même que celle existante dans la littérature.

Matériau	FG 25	FG 20	FG15
Surface	$h_{\text{moy}} = [\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}]$		
SC1	54,1623	53,92603	53,8749
SC2	84,6842	83,7842	83,6516
SC3	44,4171	44,3485	44,32945
SF1 et 2	135,403	135,0584	135,0006
SF3	97,1709	95,0479	94,8257
SPV1	170,647	171,4507	171,5695
SPV2	134,081	134,3285	134,3615
SPV3	191,244	191,9436	192,0391
SPV4	175,166	176,1339	176,2763
ST1	113,609	114,3962	114,3915
ST2	35,0993	34,47225	34,3473
ST3	68,3315	66,33155	66,0317
ST4	75,0944	72,1235	71,6642
SV1	135,529	131,1182	131,2074
SV2	119,257	118,4648	118,2039
SV3	46,7022	44,8195	44,52635
SV4	111,576	108,5044	108,1817

Tableau IV.4: Valeur du coefficient de transfert de chaleur de Différentes surfaces dans le cas stationnaire pour un disque ventilé (FG 25 AL, FG 20 et FG15).

Le tableau (IV.4) montre les valeurs moyennes du coefficient d'échange de chaleur (h) calculées par les valeurs minimales et maximales des différentes surfaces du disque ventilé. On constate que le type du matériau n'a pas une grande influence sur la variation du coefficient d'échange thermique (h). Contrairement au premier cas, on constate que la valeur du coefficient d'échange thermique (h) est fortement influencée par le système de ventilation pour le même matériau (FG 15).

IV.5.2 Cas instationnaire

Les figures IV.23 et 24 montrent respectivement la variation du coefficient (h) en régime transitoire des différences faces du disque plein et ventilé .

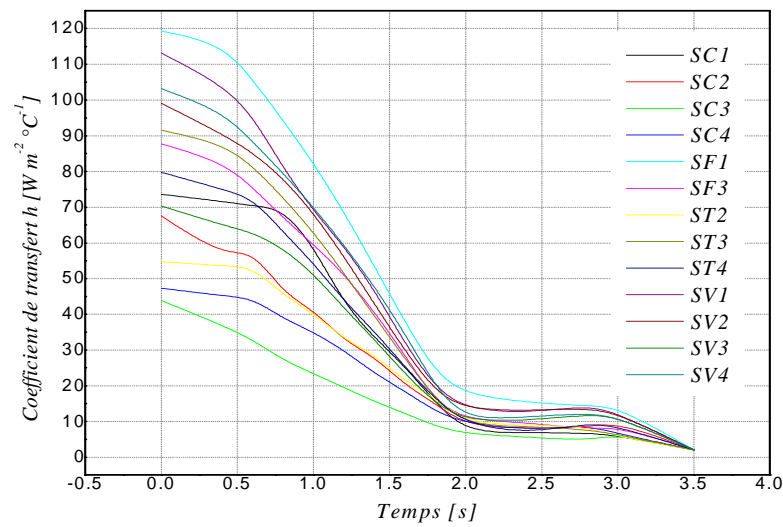


Fig.IV.23: Variation du coefficient de transfert de chaleur (h) des différentes surfaces pour un disque plein dans le cas instationnaire (FG 15).

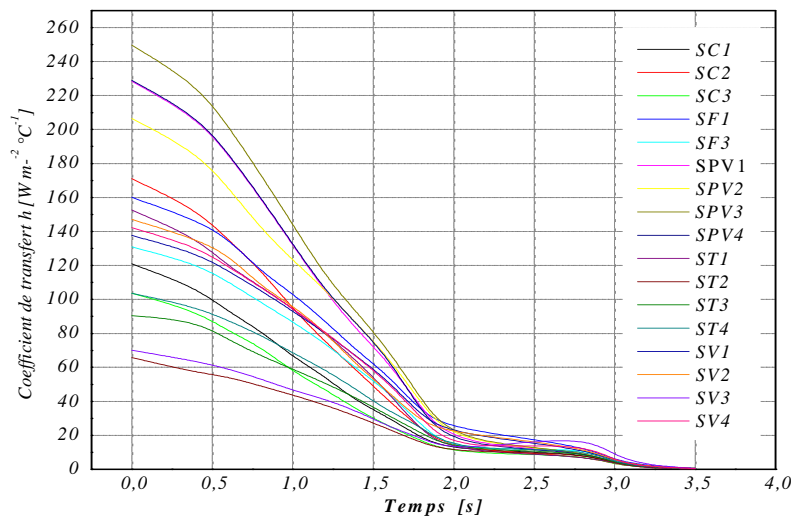


Fig. IV.24 : Variation du coefficient de transfert de chaleur (h) des différentes surfaces pour un disque ventilé dans le cas instationnaire (FG 25 AL).

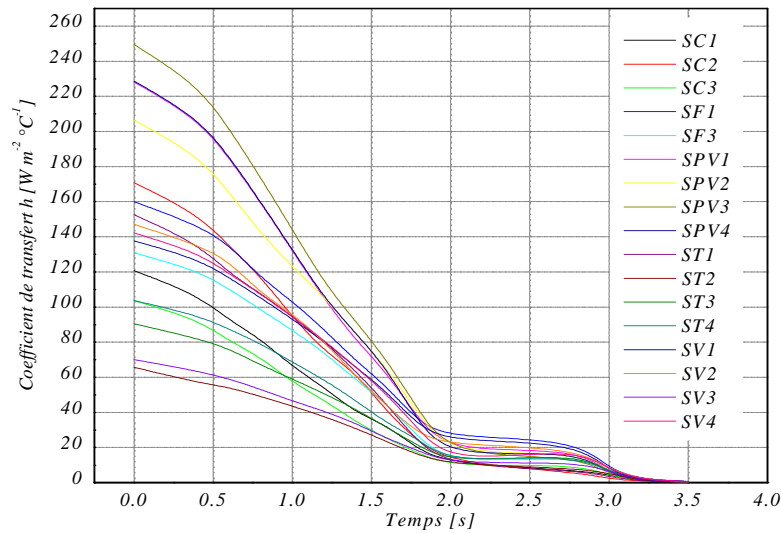


Fig. IV.25 : Variation du coefficient de transfert de chaleur (h) des différentes surfaces pour un disque ventilé dans le cas instationnaire (FG 20).

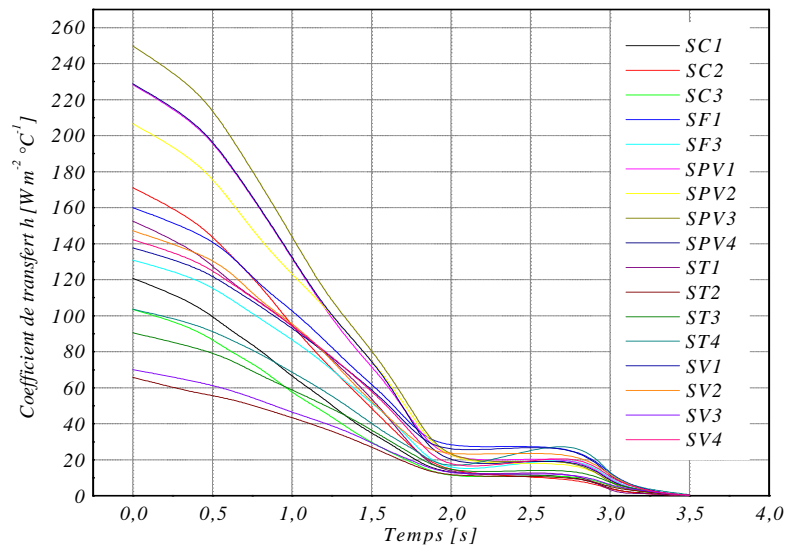


Fig. IV.26: Variation du coefficient de transfert de chaleur (h) des différentes surfaces pour un disque ventilé dans le cas instationnaire (FG 15).

Les figures IV.24 , 25 , 26 montrent la variation du coefficient de transfert de chaleur (h) en régime transitoire des différences faces du disque ventilé avec un matériau différent.

La comparaison des figures IV.23 et 26 pour les deux conceptions , disque ventilé et plein ayant le même matériau (FG 15) , montre une très nette différence due uniquement au système de ventilation.

Les figures IV.27 et 28 montrent à titre d'exemple l'évolution du coefficient d'échange (h) respectivement pour la surface $SPV2$ et SVI pour chaque pas de temps

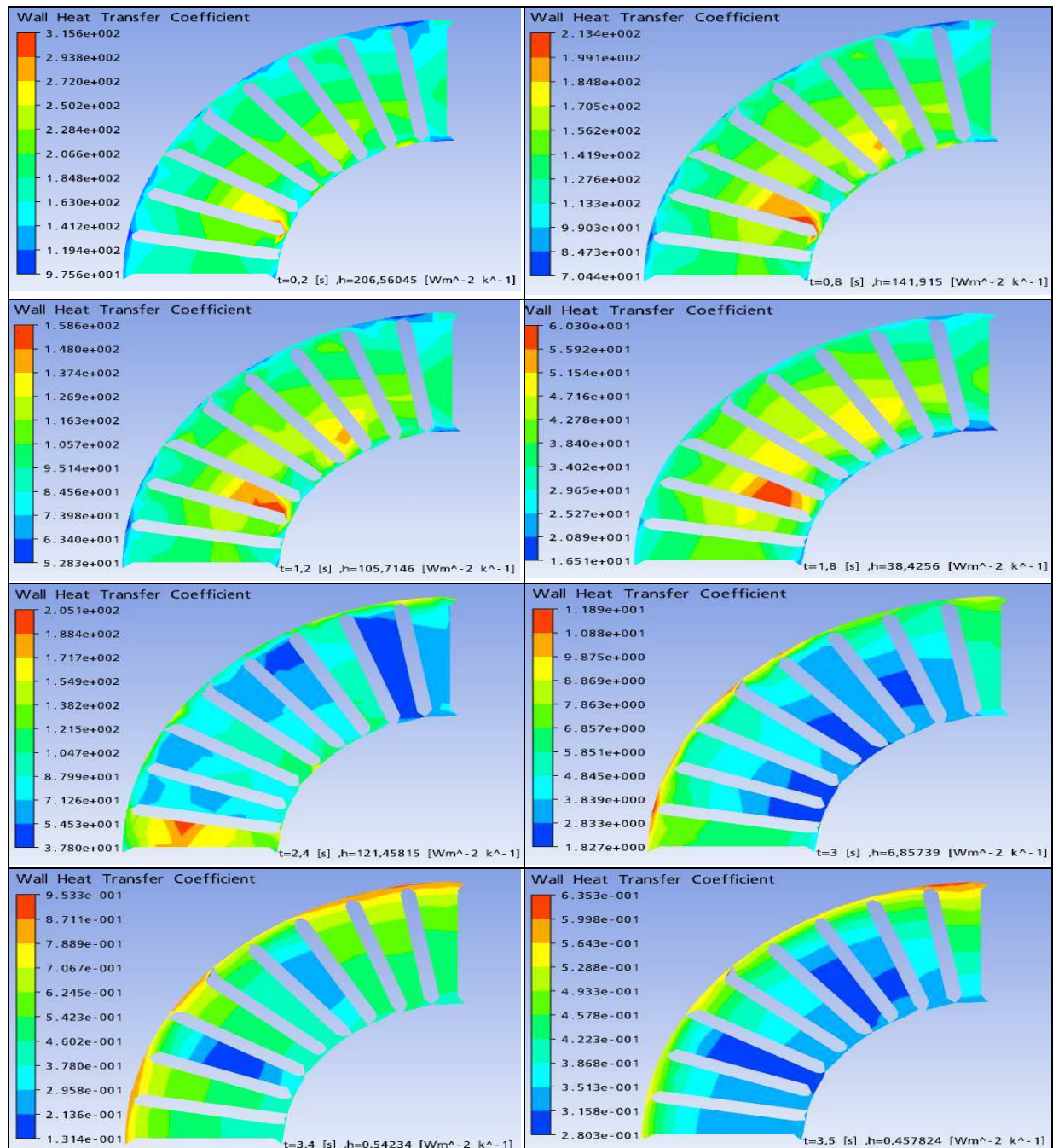


Figure IV.27: Variation du coefficient de transfert de chaleur (h) sur la surface ($SPV2$) et en fonction du temps pour un disque ventilé (FG 15).

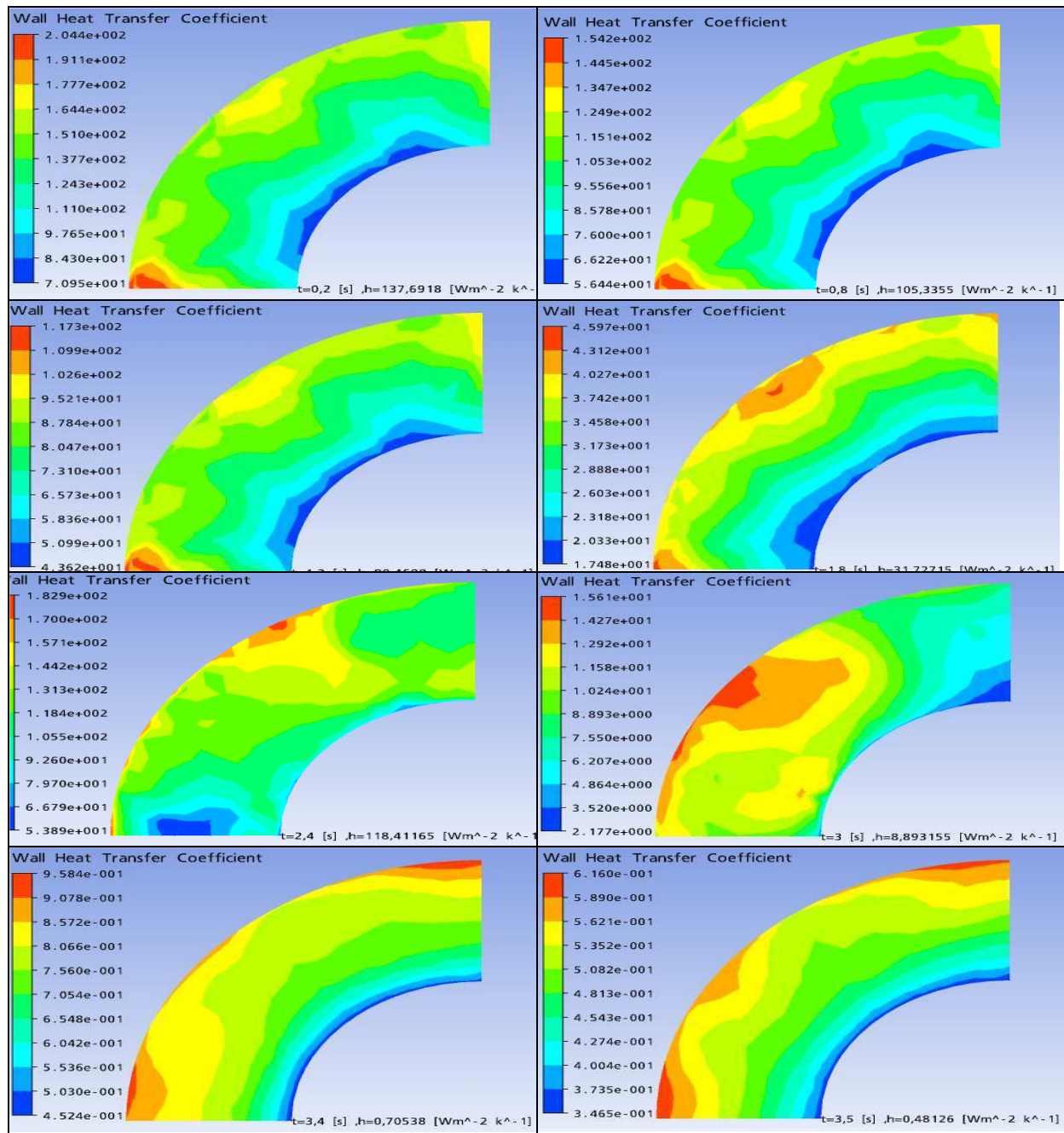


Figure IV.28: Variation du coefficient de transfert de chaleur (h) sur la surface (SV1) et en fonction du temps pour un disque ventilé (FG 15).

IV.6 EVOLUTION TRANSITOIRE DE LA TEMPERATURE DU DISQUE

IV.6.1 Introduction

Les gradients thermiques établis dans un disque de frein contribuent à sa déformation et à l'apparition de fissures. La perte d'efficacité du frein et l'usure accélérée sont à l'origine de la surchauffe du disque et des plaquettes [42].

Dans cette partie, une modélisation numérique en 3 D est développée pour déterminer le champs de température du disque de frein. La modélisation est effectuée en régime transitoire simulant un freinage d'arrêt.

IV.6.2 Description paramétrique du freinage

La vitesse de véhicule décroît linéairement avec le temps jusqu'à la valeur 0 (freinage d'arrêt), figure IV.29.

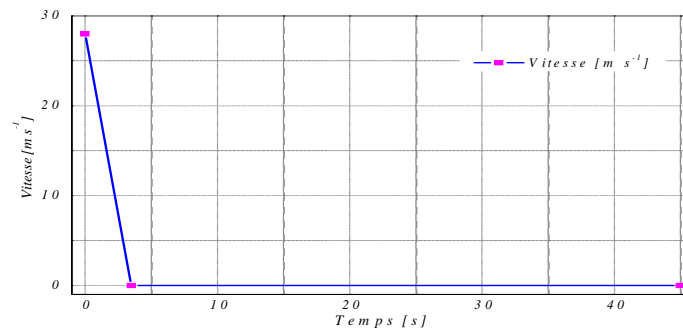


Fig. IV.29 : Vitesse de freinage en fonction du temps (Freinage du type 0).

La figure IV.30 représente la variation de flux de chaleur pendant le temps de simulation.

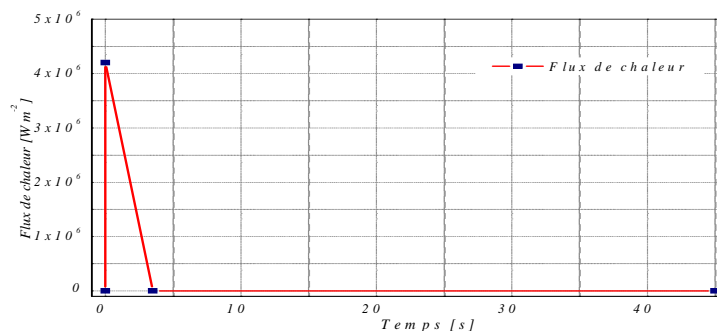


Fig. IV.30 : Flux de chaleur en fonction du temps.

IV.6.3 Maillage ou discrétisation

La méthode des éléments finis repose sur un découpage de l'espace selon un maillage. Plus ce maillage est resserré plus la solution par la MEF sera précise. Les deux types de disque sont modélisés par un maillage tridimensionnel à éléments tétraédriques (TE 10) à 10 nœuds. Ce dernier a été obtenu automatiquement à l'aide des options d'ANSYS WB. On note que ce maillage est raffiné dans la zone de contact disque - plaquettes. Les résultats du maillage sont présentés dans le tableau IV.5 et les figures IV.31, 32 et 33.

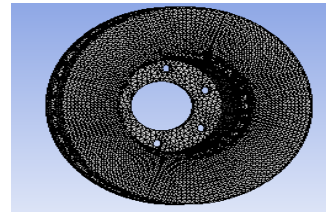
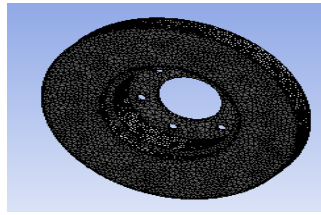
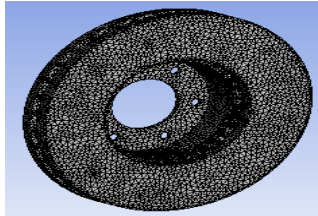
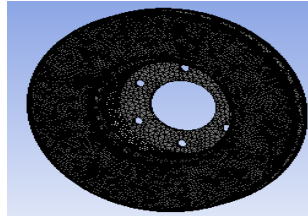


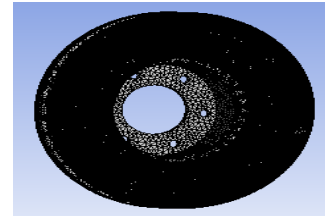
Fig. IV.31: Maillage d'un disque plein Fig. IV.32 : Maillage d'un disque à faces mappées.



-a- : Simple



-b- : Raffinement 1



-c- : Raffinement 2

Fig. IV.33 : Maillage d'un disque ventilé.

	Disque plein		Disque ventilé	
	Nœuds	Eléments	Nœuds	Eléments
Maillage simple	79963	46025	137289	77891
Raffinement	392366	256613	565662	369777
Raffinement 2	963156	649417	1274836	863743
Faces mappées	105308	62919	170717	101088

Tableau. IV.5 : Statistiques de maillage calculées par le Multiphysics [Ansys WB].

IV.6.4 Chargement et conditions aux limites

Le calcul thermique avec **ANSYS Workbench**, sera effectué en choisissant le régime de simulation transitoire et en introduisant les conditions initiales et aux limites et les propriétés physiques des matériaux. Le chargement thermique est un flux de chaleur entrant dans le disque au niveau des plaquettes de frein sur la surface réelle de contact (les deux côtés du disque). La distribution du flux de chaleur due à la friction des plaquettes de frein sur les pistes de frottement est supposée uniforme.

Les conditions aux limites imposées au disque sont la convection sur toutes les surfaces libres du disque. Les valeurs imposées de (h) sur chaque surface sont importées à l'aide de code de calcul CFX.

- Régime transitoire. temps total de freinage = 45 [s]
- Pas du temps initial = 0,25 [s]
- Pas du temps initial minimal = 0,125 [s]
- Pas du temps initial maximal = 0,5 [s]
- Température initiale du disque = 60 [C °]
- Matériau : les trois types de Fonte (FG 25 AL, FG 20, FG 15).

- Application de convection de chaleur sur toutes les surfaces du disque en important les résultats du coefficient d'échange (h) obtenus en fonction du temps sous forme de courbe dans la simulation.
- Application du flux sur la surface de contact disque/ plaquettes et on introduit les valeurs obtenus dans le code CFX.

IV.6.5 Résultats et corrélation

IV.6.5.1 Disque plein

La courbe de la température en fonction du temps pour le disque se distingue par une élévation rapide de température jusqu'à l'instant $t = 1,8839$ s et atteint sa valeur maximale $T = 401,55$ °C puis elle chute rapidement jusqu'à $t = 4,9293$ s. Après cet instant, la variation de la température devient moins importante, Fig.IV.34.

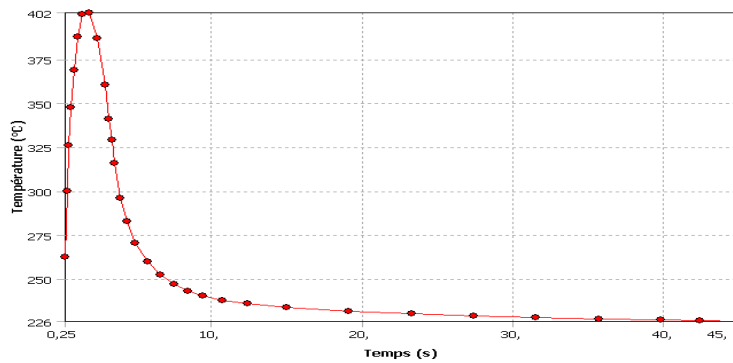


Fig.IV.34 : Variation de la température du disque plein en fonction du temps (FG 15).

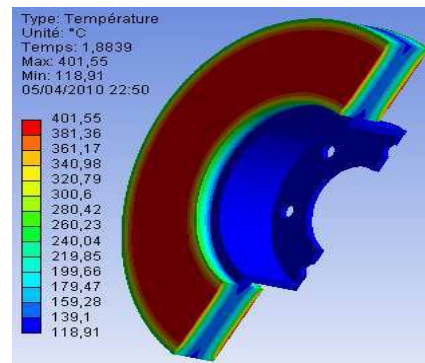


Fig.IV.35 : Répartition de la température pour un disque plein d'un matériau (FG 15).

IV.6.5.2 Disque ventilé

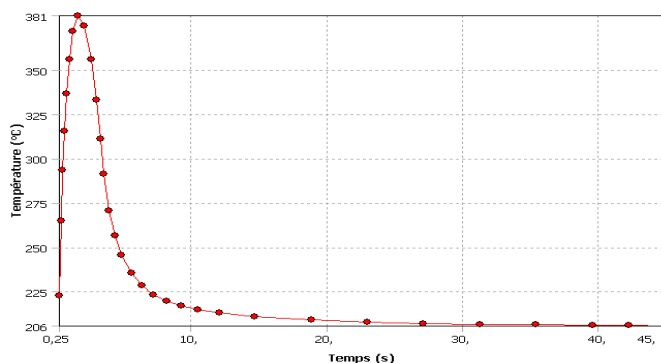


Fig.IV.36: Variation de la température du disque ventilé en fonction du temps (FG 25 AL).

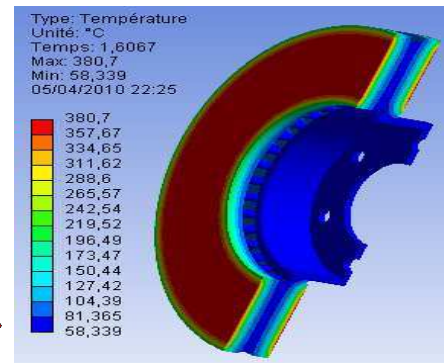


Fig.IV.37 : Répartition de la température pour un disque ventilé d'un matériau (FG 25 AL).

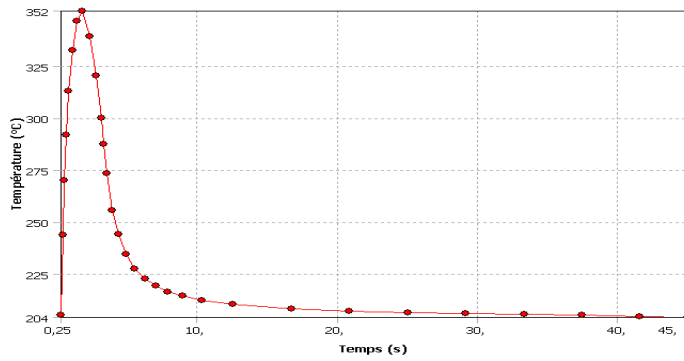


Fig. IV.38: Variation de la température du disque ventilé en fonction du temps (FG 20).

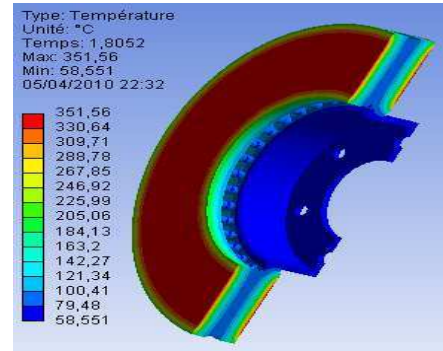


Fig. IV.39: Répartition de la température pour un disque ventilé d'un matériau (FG 20).

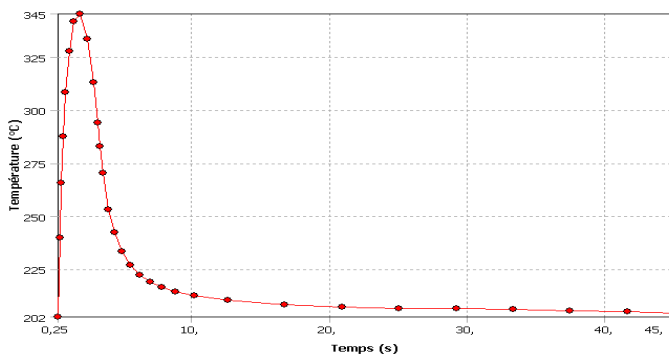


Fig. IV.40 : Variation de la température du disque ventilé en fonction du temps (FG 15).

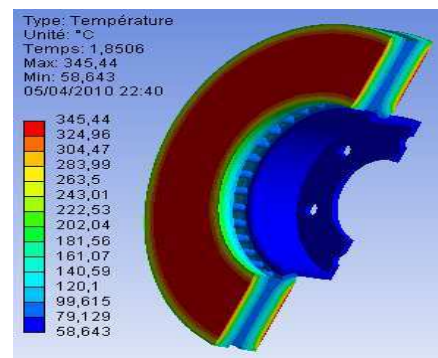


Fig. IV.41 : Répartition de la température pour un disque ventilé d'un matériau (FG 15).

Les figures IV.36, 38, 40 donnent la variation de la température en fonction du temps pendant la simulation du freinage. Les valeurs les plus élevées de température sont sur la surface de contact entre le disque de frein et les plaquettes. Cette forte croissance est due à la rapidité du phénomène physique pendant le freinage à savoir frottement, microdéformation des surfaces de contact...etc. On note l'influence de la rotation du disque sur l'évolution de la température qui correspond à l'alternance échauffement/refroidissement au cours d'une rotation. Cette alternance échauffement/refroidissement est due au flux entrant décroissant. Il arrive un instant où le refroidissement prend le dessus et conduit à la diminution du niveau de température.

Pour le matériau FG 25 AL , la température atteint une valeur maximale de $T = 380,7$ °C à l'instant $t = 1,6067$ s, pour le matériau FG 20 $T_{max} = 351,56$ °C à $t = 1,8052$ s, et pour FG 15 $T_{max} = 345,44$ °C à $t = 1,8506$ s, puis elle décroît rapidement jusqu'à l'instant $t = 4,8315$ s pour FG 25 AL , pour FG 20 à $t = 4,9015$ s et pour FG 15 à $t = 4,8878$ s , après lequel , l'écart de température dans le disque devient moins important jusqu'à l'instant $t = 10,446$ s pour FG

25 AL , pour FG 20 à $t=10,284$ s et pour FG 15 à $t=10,195$ s. L'intervalle de temps [0-3,5] correspond à la phase de convection forcée. A partir de ce temps, on se trouve dans le champ de la convection naturelle jusqu'à la fin de la simulation.

IV.6.6 Comparaison et interprétation

IV.6.6.1 Comparaison entre les trois types de fonte

La figure IV.42 montre la comparaison de la variation de la température en fonction de l'épaisseur à l'instant où elle atteint sa valeur maximale. Pour les trois types de fonte, on remarque que l'allure des courbes est presque la même. On constate que plus on augmente l'épaisseur, plus la température diminue vers le plan médian du disque. Ceci est dû au stockage d'énergie au début de freinage qui augmente avec l'épaisseur. Suivant l'épaisseur du disque, on a une symétrie de couleurs sur les deux parties. Sur les côtés latéraux, on a une seule couleur rouge qui correspond au phénomène de la conduction ; par contre les dégradations des couleurs correspondent au phénomène de convection. La partie éloignée de la surface de contact en couleur bleu est complètement refroidi. Plus la conductivité thermique du matériau est faible, plus la température est élevée. La fonte FG 15 a une température plus petite que les deux autres fontes FG 20 et FG AL 25.

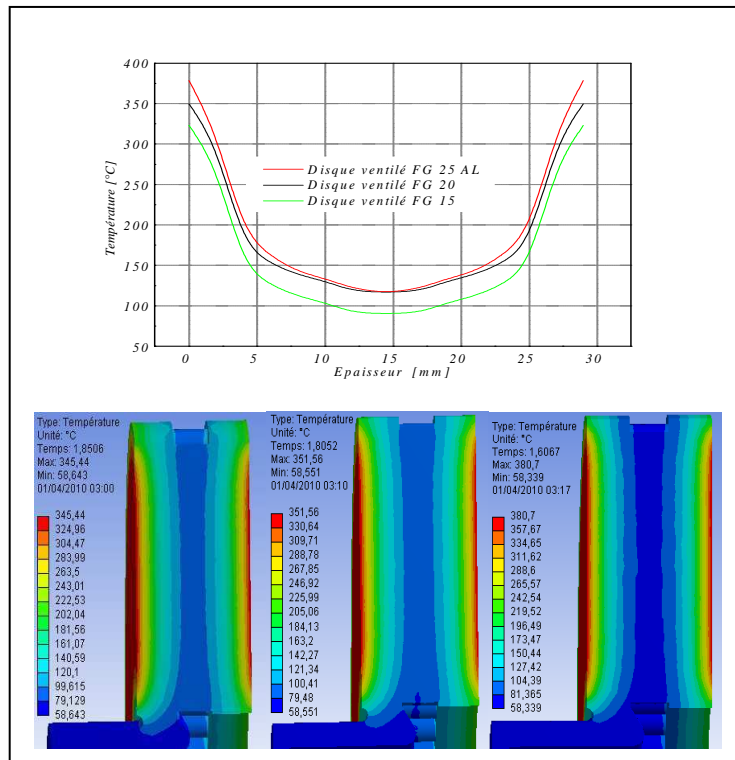


Fig. IV.42: Variation de la température en fonction de l'épaisseur pour les trois type de fontes (FG 25 AL, FG 20 et FG 15).

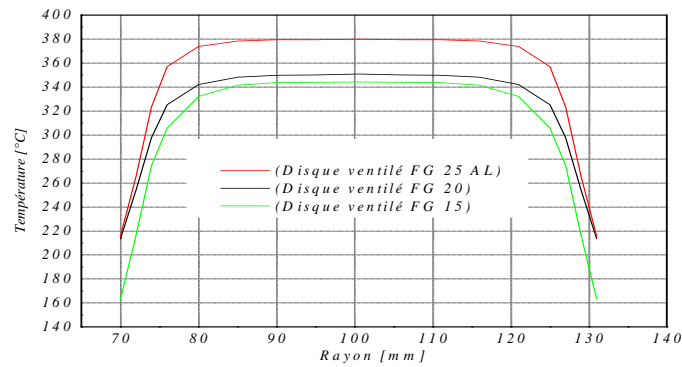


Fig. IV.43 : Variation de la température en fonction de rayon pour les trois types de fontes (FG 25 AL, FG 20 et FG 15).

Sur la figure IV.43, qui représente le profil des températures en fonction du rayon pour les trois matériaux (FG 25 AL, FG 20, FG 15), on observe que l'allure est la même, la température maximale se trouve au rayon moyen ce qui correspond aux résultats expérimentaux.

D'après les résultats des figures précédentes, on constate que le FG 15 possède un meilleur comportement thermique dans la conception des disques de frein.

IV.6.6.2 Comparaison entre disque plein et ventilé

Dans cette partie, on présente les cartographies de flux de chaleur total et directionnel ainsi que la distribution de la température dans un disque ventilé et plein en fonte FG 15 pour chaque instant de freinage. La distribution de la température du disque au début freinage (à $t=0,25$ s) est inhomogène. Selon les essais expérimentaux effectués par [43], le freinage débute souvent par la formation de cercles chauds en surfaces du disque relativement uniformes dans la direction circonférentielle, se déplaçant radialement sur le disque et se transformant ensuite en points chauds (*hot spot*). L'apparition du phénomène des points chauds est due à la dissipation non uniforme de flux de chaleur.

Concernant le flux de chaleur, on constate d'après les figures IV.45 et IV.48 que la valeur maximale du flux de chaleur total se localise au niveau de la gorge calorifique à la fin du freinage ($t=3,5$ s) ; ceci s'explique par l'augmentation des gradients et les concentrations thermiques dans cette zone. La gorge calorifique est usinée de manière à limiter le flux de chaleur provenant des pistes de frottement et se dirigeant vers le bol du disque de frein afin d'éviter l'échauffement excessif de la jante et du pneumatique. Lors du l'échauffement, le disque se tend à se dilater dans les zones chaudes d'où naissance de contraintes de compression avec plastification. Par contre, lors du refroidissement, il y a apparition de

contraintes résiduelles de traction. Le disque est donc soumis au cours de sa rotation à des contraintes traction /compression.

a. Disque plein

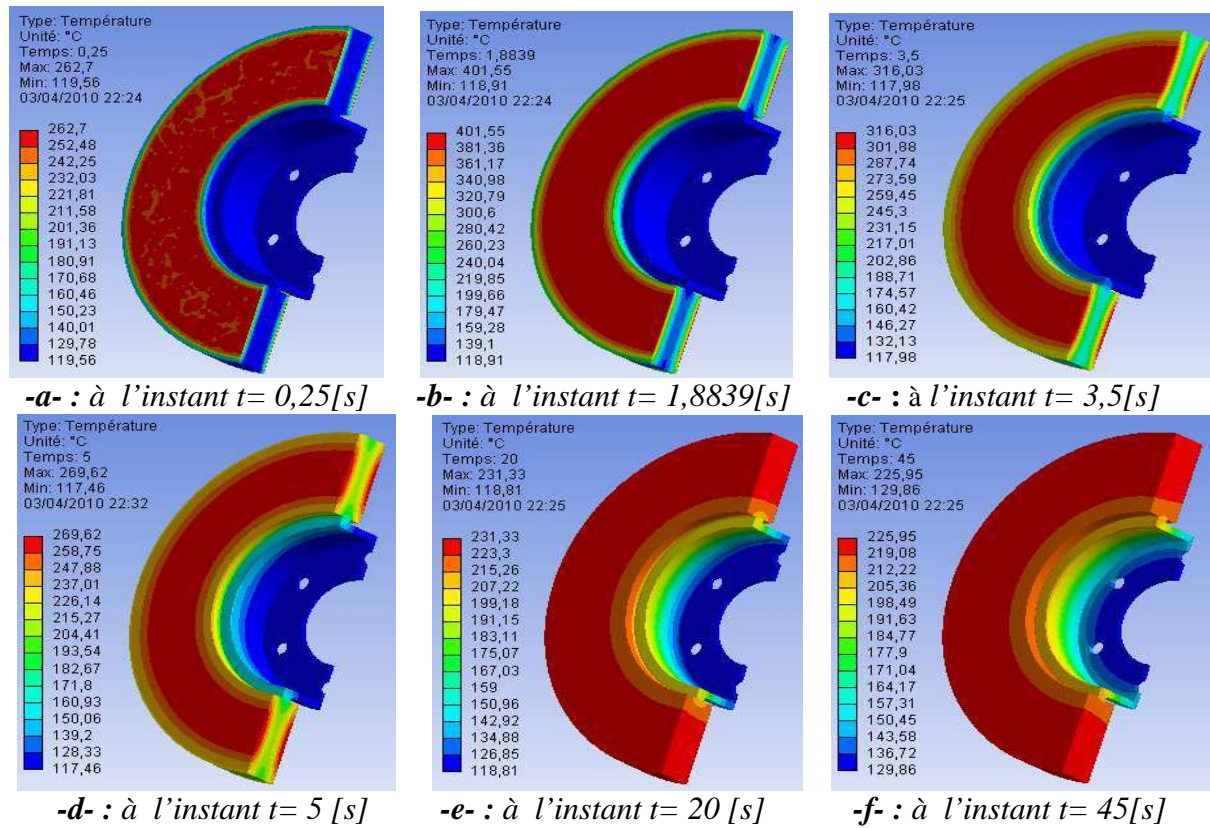


Fig. IV.44: Répartition de la température pour un disque plein d'un matériau FG 15.

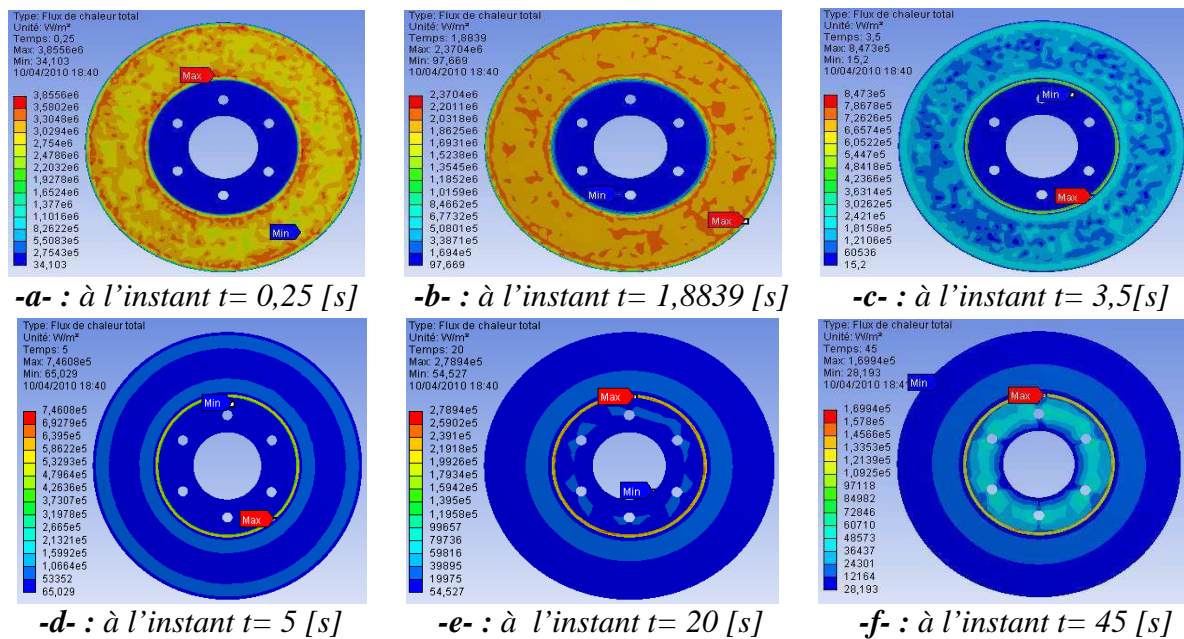


Fig. IV.45: Répartition de flux de chaleur total pour un disque plein d'un matériau FG 15.

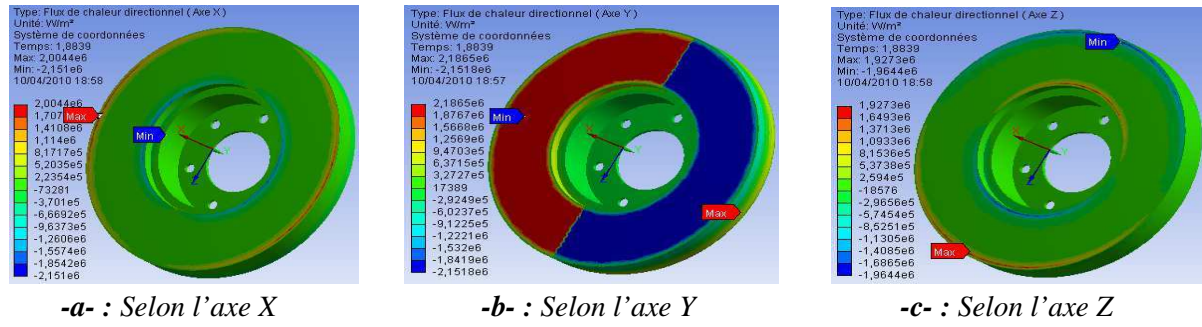


Fig. IV.46: Répartition de flux de chaleur directionnel à l'instant $t = 1,8839$ [s] selon les trois axes (X, Y, Z) pour un disque plein d'un matériau FG 15.

b. Disque ventilé

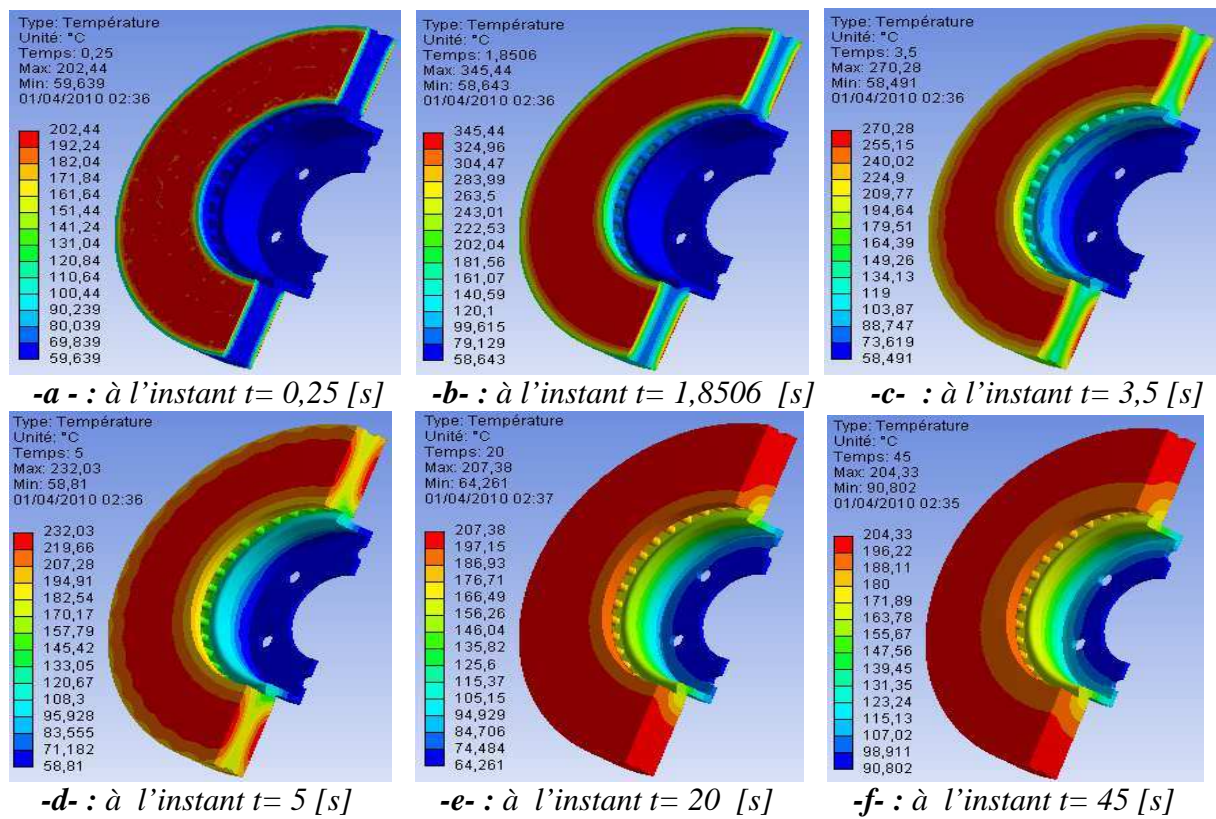
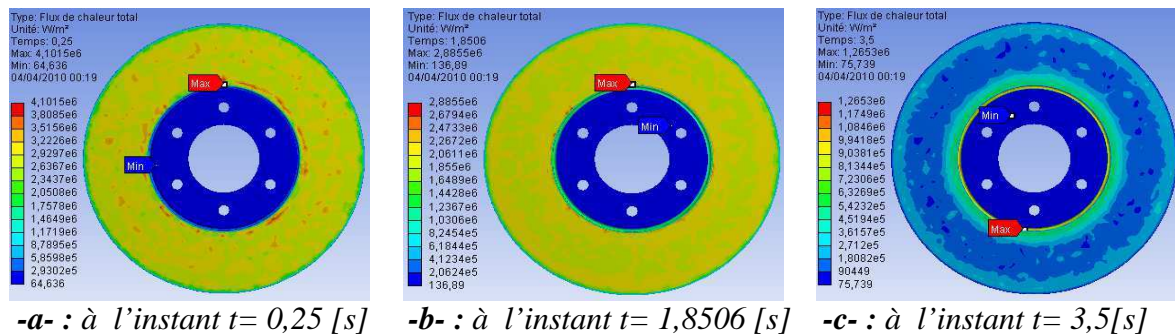
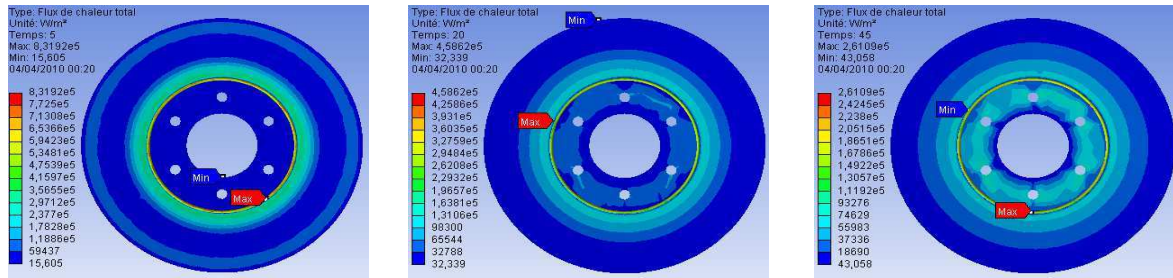
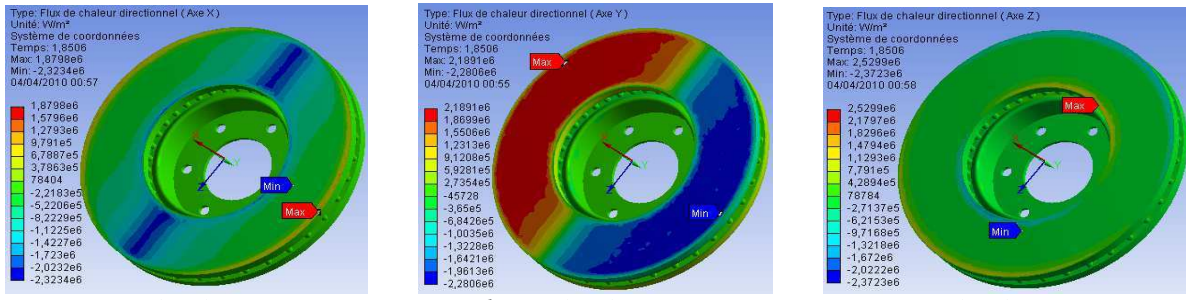


Fig. IV.47: Répartition de la température pour un disque ventilé d'un matériau FG 15.





-d- : à l'instant $t= 5$ [s] **-e-** : à l'instant $t= 20$ [s] **-f-** : à l'instant $t= 45$ [s]
Fig. IV.48: Répartition de flux de chaleur total pour un disque ventilé d'un matériau FG 15



-a- : Selon l'axe X **-b-** : Selon l'axe Y **-c-** : Selon l'axe Z
Fig. IV.49: Répartition de flux de chaleur directionnel à l'instant $t= 1,8506$ [s] suivant les trois axes (X, Y, Z) pour un disque ventilé d'un matériau FG 15.

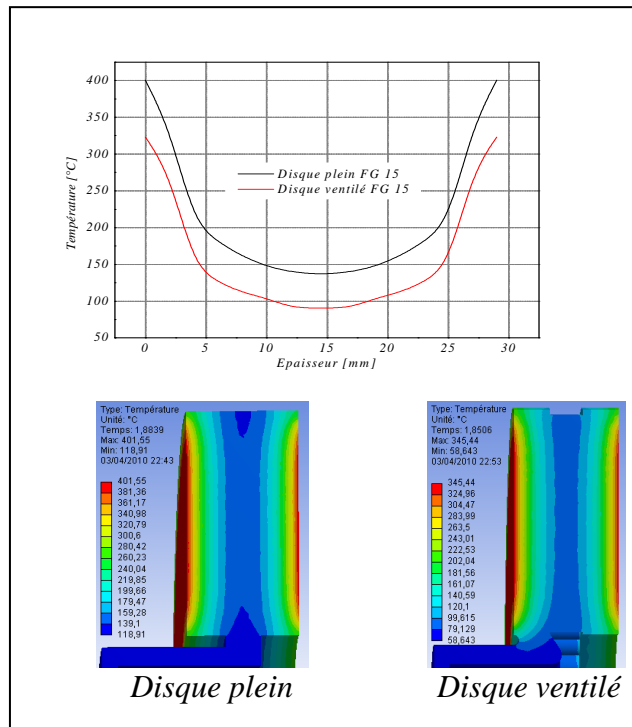


Fig. IV.50 : Variation de la température en fonction de l'épaisseur pour les deux conceptions avec le même matériau (FG15).

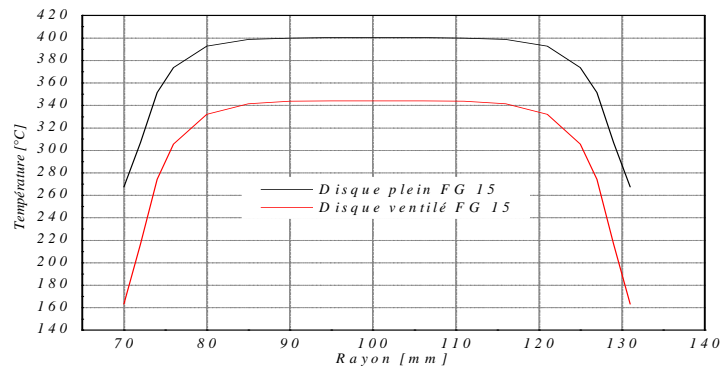


Fig. IV.51 : Variation de la température en fonction de rayon pour les deux conceptions avec le même matériau (FG15).

Les figures IV.50 et 51 représentent respectivement la variation de la température en fonction de l'épaisseur et du rayon. Au milieu du disque, la température est minimale ; au niveau du rayon moyen, elle est par contre maximale.

L'écart de température dans les deux conceptions (disque plein et disque ventilé) est important ($\Delta T = 60 \text{ }^\circ\text{C}$). L'influence de la ventilation sur la répartition de la température apparaît clairement en fin freinage (à l'instant $t=3,5$).

IV.6.7 Influence du mode de freinage

Le disque de frein et la roue sont dimensionnés en fonction des performances et des impératifs économiques du véhicule. Ils doivent supporter des sollicitations mécaniques et thermiques de plus en plus grandes à des vitesses moyennes de marche en progression permanente.

Parmi les paramètres ayant une influence sur le comportement thermique des disques de frein, on a le mode de freinage qui dépend du conducteur et des conditions de circulation. Certains modes de freinage peuvent entraîner la destruction du disque et par conséquent causer des accidents graves de circulation. Un mode de freinage est représenté sous forme de cycles de freinage, lesquels décrivent la variation de la vitesse du véhicule en fonction du temps ($v = f(t)$). Ces cycles peuvent être constitués d'une série de freinages d'urgence ou de cycles comportant des phases de freinage suivies d'un temps d'arrêt.

IV.6.7.1 Freinage répété

Lors de l'exploitation des véhicules automobiles, le système de freinage est soumis à des actions répétées du conducteur. On a envisagé deux types de freinage dont la durée totale de simulation est égale à 135 [s]. La figure IV.52 montre un cycle de freinage de quatorze freinages successifs, sous forme de dents de scie.

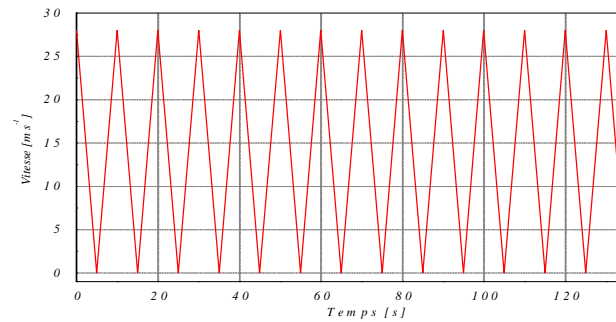


Fig. IV.52 : Cycle avec quatorze freinages successifs (mode 1).

La figure IV.53 montre un autre mode de freinage où après chaque phase de freinage on dispose d'un temps d'arrêt ou de ralenti.

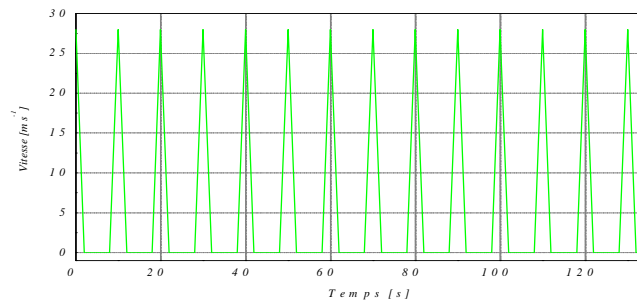


Fig. IV.53 : Cycle de freinage avec phase de ralenti après chaque freinage (mode 2).

Les figures IV.54 et 55 montrent la distribution tridimensionnelle de la température maximale atteinte dans le disque pour les deux modes de freinage, On observe une augmentation normale de température dans les pistes de frottement et la couronne extérieure. Les ailettes s'échauffent très violemment et tendent à se dilater et se déformer jusqu'à la solidification complète du disque. Cette déformation provoquera la mise en *parapluie du disque*.

La figure IV.56 montre l'évolution de la température du disque pour un freinage cyclique respectivement selon le premier mode et le deuxième mode. Pour les deux modes de freinage, on constate que les températures dans le disque s'élèvent fortement après chaque freinage, puis elles commencent à décroître d'une manière exponentielle. Plus le nombre de répétitions de freinage augmente, plus les températures maximales augmentent. L'état initial du disque change après chaque cycle, les temps d'arrêt ne permettent qu'un refroidissement partiel. Après chaque phase de refroidissement, le disque commence de nouveau à

s'échauffer. Lors des freinages successifs la capacité de refroidissement du disque est insuffisante pour abaisser la température de surface à une valeur proche de la température initiale ; ceci entraîne un cumul d'énergie et donc une température de surface plus élevée. Ces résultats montrent que le comportement thermique transitoire d'un disque de frein dépend du cycle de freinage imposé, lequel est prépondérant car il dicte la durée de refroidissement du disque. Selon la figure IV.56, on remarque que dans le cas du cycle de freinage du mode 2, une réduction de la température d'environ 535°C, soit 45,19% par rapport au premier cycle. On conclût que le mode de freinage avec une phase de refroidissement influe très positivement sur les échanges de la chaleur dans le disque. Il en résulte une diminution de la température maximale d'interface. Cette chute de température permet d'éviter le phénomène de fissuration et de l'usure mécanique. Par ailleurs, cette tendance permettra d'assurer une sécurité et une durée de vie plus grande de l'organe de freinage. Enfin, il serait intéressant de réaliser ces modes de freinage sur un banc d'essais de frein pour pouvoir valider les résultats de cette simulation numérique.

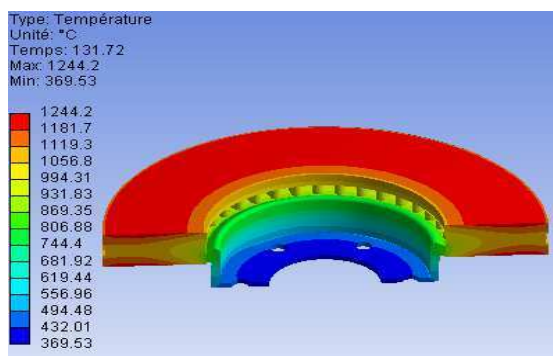


Fig. IV.54 : Carte thermique du disque en mode de freinage 1 à l'instant $t=131,72$ [s].

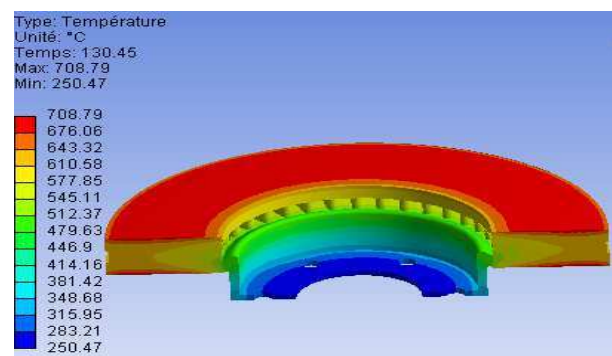


Fig. IV.55 : Carte thermique du disque en mode de freinage 2 à l'instant $t=130,45$ [s].

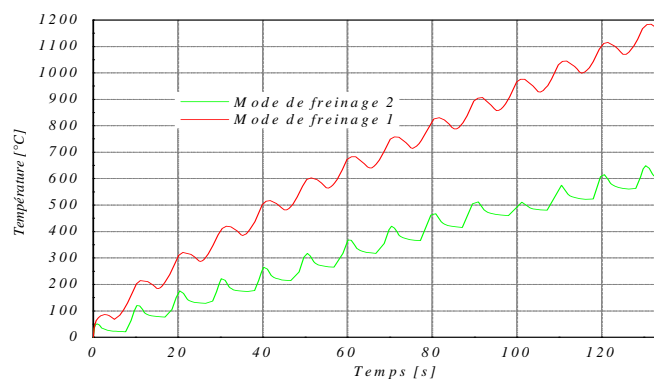


Fig.IV.56 : Evolution de la température des deux modes de freinage en fonction du temps.

IV.7 RESULTATS DE CALCUL MECANIQUE ET DISCUSSIONS

Le code de calcul ANSYS permet également la détermination et la visualisation des déformations de la structure dues au contact glissant entre le disque et les plaquettes. Les résultats des calculs de contact décrits dans cette partie concernent les déplacements ou bien la déformée totale au cours de la séquence de chargement, le champ des contraintes équivalentes de Von Mises sur le disque, les pressions de contact de la plaquette intérieure et extérieure à différents instants de la simulation. On procède ensuite l'influence de quelques paramètres sur les résultats de calcul.

IV.7.1 Maillage du modèle

Le modèle d'éléments finis du rotor est réalisé avec un maillage de 20351 éléments pour un total de 39208 nœuds. Le maillage du disque et plaquette issu du logiciel ANSYS est présenté sur la figure IV.57.

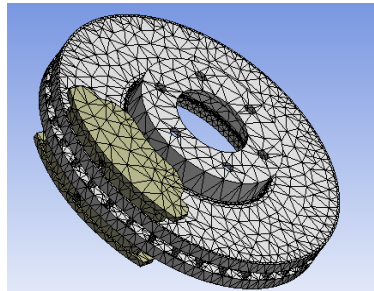


Fig. IV.57 : Maillage volumique du disque et plaquettes (Nœuds 39208, Eléments 20351).

IV.7.2 La déformée totale

La figure IV.58 montre différentes configurations des déplacements de l'ordre μm du modèle en fonction du temps, tout en gardant la forme symétrique par rapport au plan médian vertical. La déformée totale est atteinte à la fin du freinage et elle varie entre 0 μm à 52,829 μm . Sur le modèle de la plaquette intérieure non-déformée on a une dégradation des couleurs allant du jaune et vert vers la rouge où la valeur critique se situe sur le bord radial supérieure de la plaquette déformée, représentée sur la figure IV.59 par la couleur rouge. Ceci est dû au module d'élasticité de plaquette qui est inférieur à celui du disque. Pour le disque, on constate que les déplacements se localisent uniquement sur les pistes de frottement et sa couronne extérieure ; ils atteignent une valeur maximale égale à 19,108 μm à l'instant $t = 45$ [s] soit 36 % de la déformée totale de la plaquette intérieure, Fig. IV.60. Sur la figure IV.61 on remarque que la plaquette extérieure a le même comportement que la plaquette intérieure au niveau de la zone de contact, mais sa déformée totale chute de 67,43 %, soit l'équivalent de 35,62 μm .

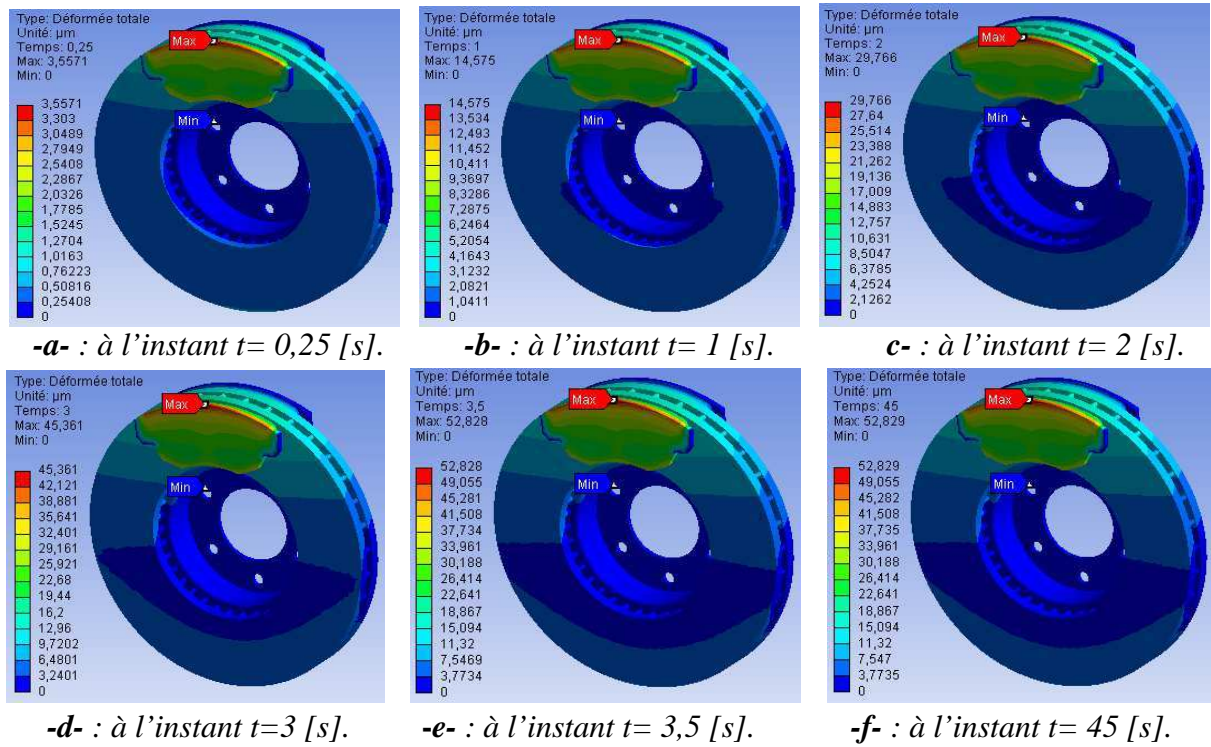


Fig.IV.58 : Variation de la déformée totale du modèle (échelle réelle).

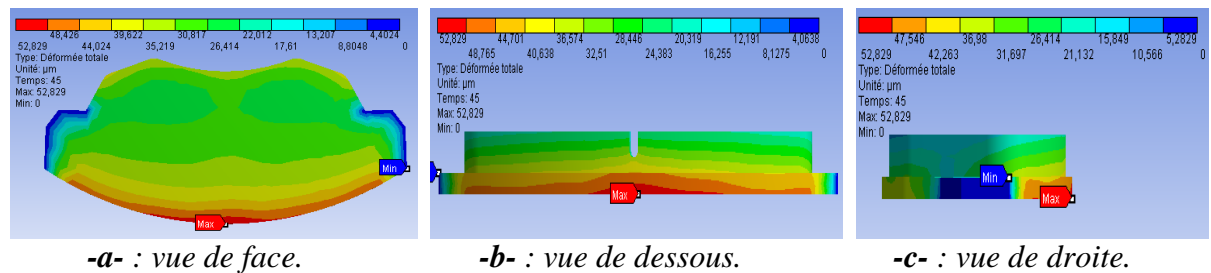


Fig.IV.59 : La déformée totale de la plaquette intérieure à la fin de freinage $t=45 [s]$.

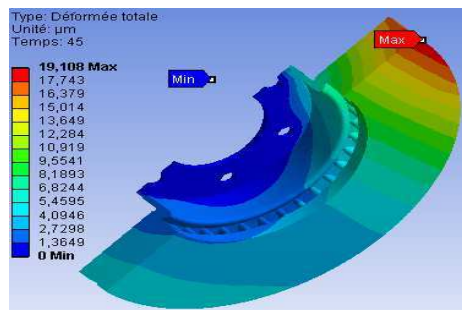


Fig.IV.60 : La déformée totale du disque à la fin de freinage $t=45 [s]$.

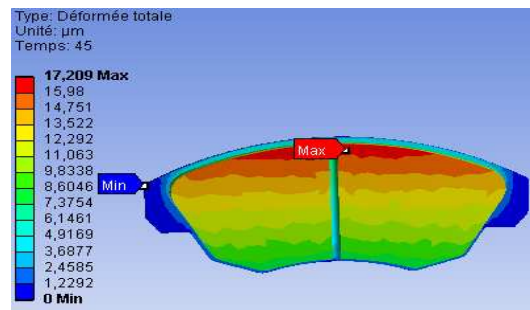


Fig.IV.61 : La déformée totale de la plaquette extérieure à la fin de freinage $t=45 [s]$.

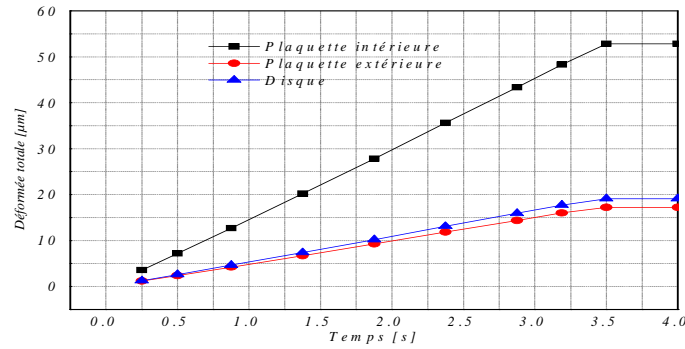


Fig.IV.62: Variation de la déformée totale en fonction du temps.

Sur la figure IV.62 on a la variation de la déformée totale en fonction du temps respectivement du disque, des plaquettes intérieures et extérieures. On constate que la partie la plus sollicitée en chargement donne des déplacements plus importants que les autres régions. La plaquette intérieure soumise à la pression hydraulique a une déformation plus grande que le disque. Ce comportement est valable également pour le disque et la plaquette extérieure.

IV.7.3 Contraintes équivalentes de Von Mises

La figure IV.65 présente la répartition de la contrainte équivalente de Von Mises en fonction du temps de simulation. Les valeurs de la contrainte équivalente de Von Mises varient de 0 MPa à 31.441 MPa. La valeur maximale enregistrée lors de cette simulation se situe au niveau du bol (du côté interne ou externe du disque). Les concentrations de contraintes les plus importantes naissent dans la zone du bol du disque au début de freinage à l'instant $t = 0,25$ [s] et elles se propagent vers la piste de frottement intérieure avec des niveaux faibles au cours du freinage. Ce comportement est dû à l'application de pression de contact qui en présence de la rotation du disque produisent des efforts de torsion et de cisaillements. Notons que, le disque comporte des perçages de fixation constituant des zones de concentration de contraintes lesquelles peuvent provoquer une rupture du bol, Fig.IV.64.

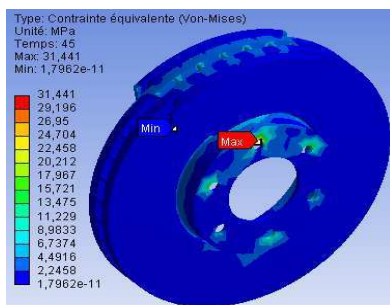


Fig.IV.63 : Concentration des contraintes de Von Mises dans les trous de fixation.

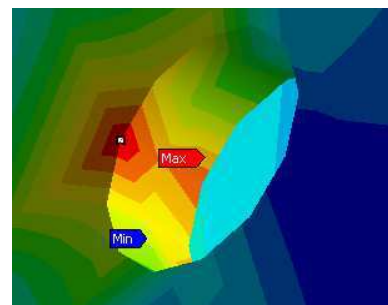


Fig.IV.64 : Détail de concentration des Contraintes.

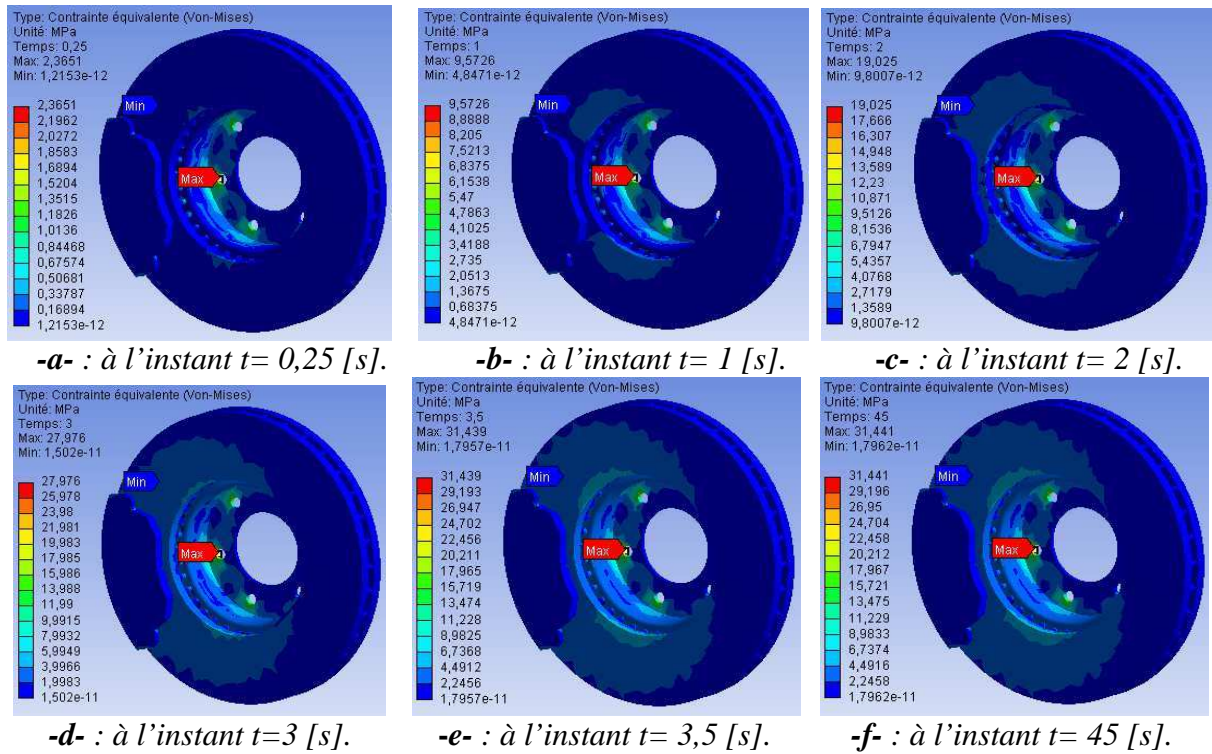


Fig.IV.65 : Distribution des contraintes de Von Mises dans le modèle disque-plaquette.

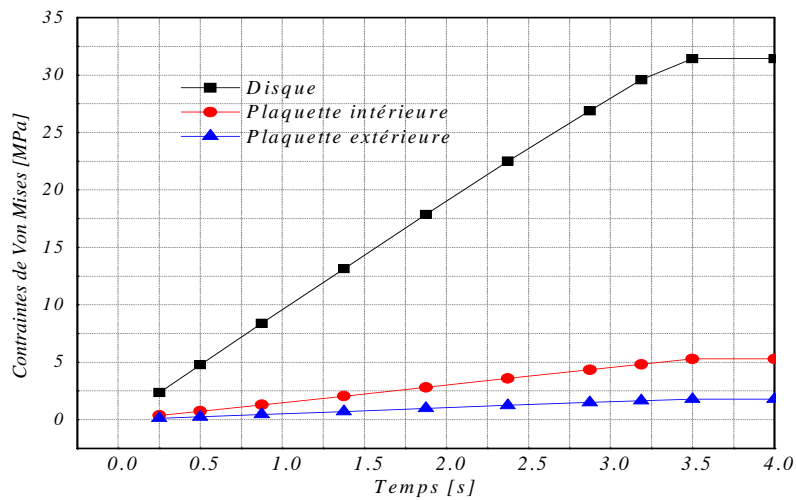


Fig. IV.66 : Évolution des contraintes de Von Mises selon le temps de simulation.

La figure IV.66 représente les contraintes de Von Mises en fonction du temps. Les contraintes pour les trois éléments du couple disque-plaquettes croît avec le temps et se stabilisent à partir de $t= 3.5s$. Ce résultat est d'autant plus satisfaisant, lorsqu'on le compare à ceux trouvés dans la littérature.

IV.7.4 Champ de contraintes sur les plaquettes de frein

IV.7.4.1 Plaquette intérieure

IV.7.4.1.1 Répartition du champ des contraintes équivalentes de Von Mises

Dans la figure IV.67, on constate que la contrainte équivalente de Von Mises atteint à l’instant $t= 45 [s]$ une valeur maximale à l’extrémité gauche du contact (à la sortie du contact). Elle varie de $0,3682 MPa$ à $5,2839 MPa$; la plus faible valeur se situe sur le bord intérieur de la plaquette intérieure. La distribution du champ des contraintes reste symétrique par rapport à la rainure indépendamment du temps de simulation.

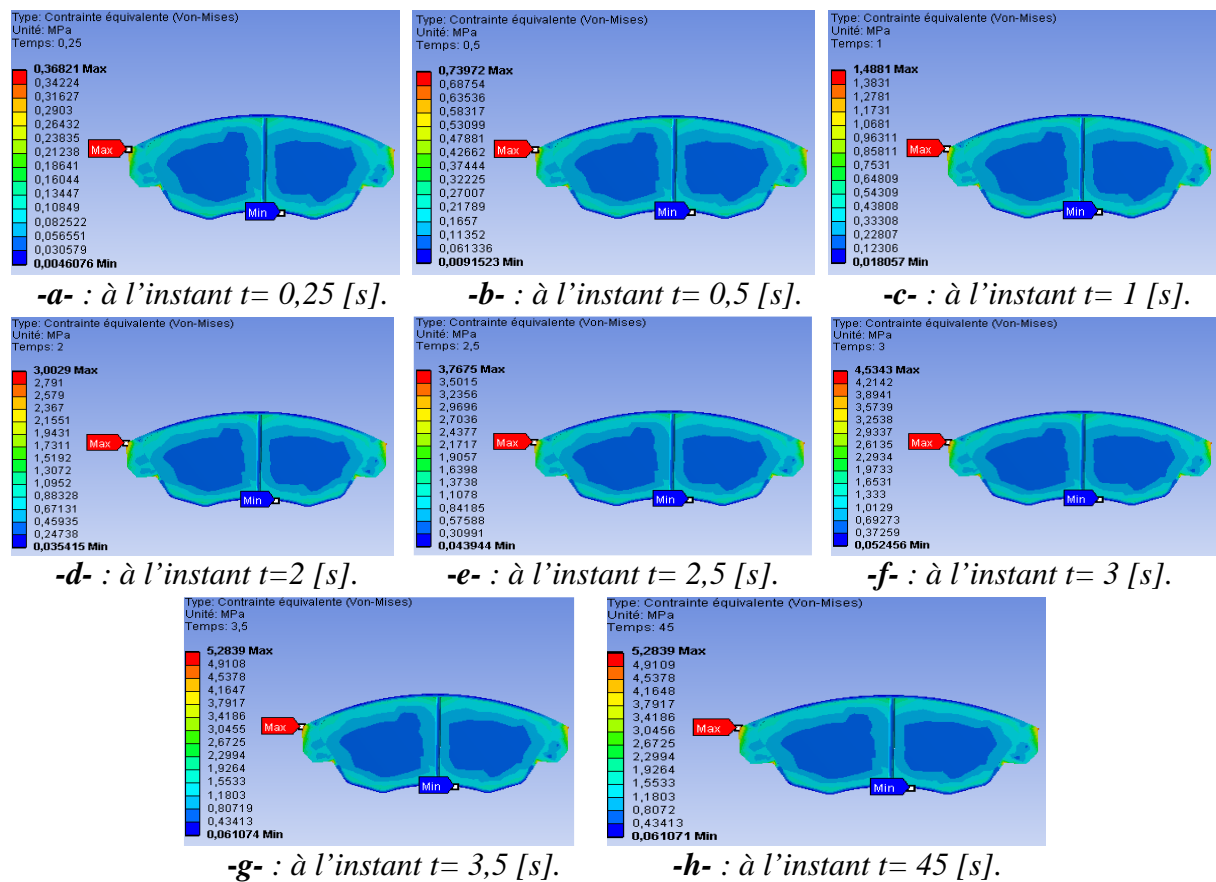


Fig.IV.67 : Distribution des contraintes de Von Mises dans la plaquette intérieure.

La figure IV.68 montre l’évolution des contraintes de Von Mises de la plaquette intérieure suivant la position angulaire à l’instant $t=45 [s]$. Les trois courbes comportent des points extrémaux, car le contact frottant génère localement des instabilités de type adhérence-glisserment-décollement résultant des vibrations du disque. Ces zones d’instabilités se déplacent de la sortie vers l’entrée de contact. On observe aussi qu’il ya presque une symétrie par rapport à l’angle ($\theta=30^\circ$) qui correspond à la position de la rainure de la plaquette. On

note que la contrainte est maximale au niveau de la sortie du contact ce qui est conforme à la réalité.

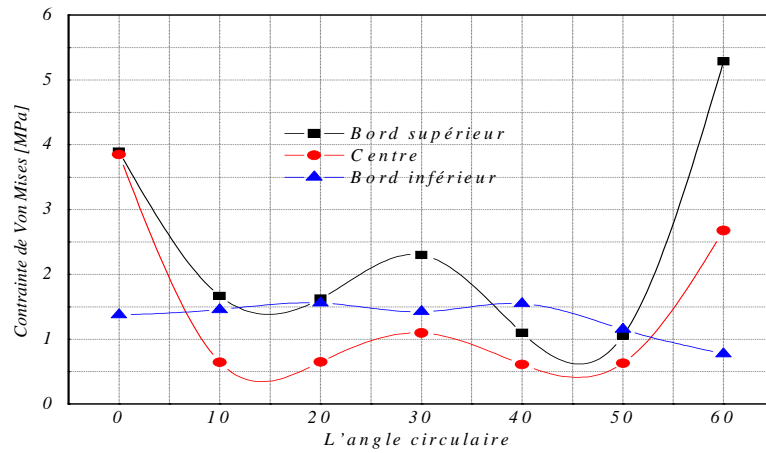
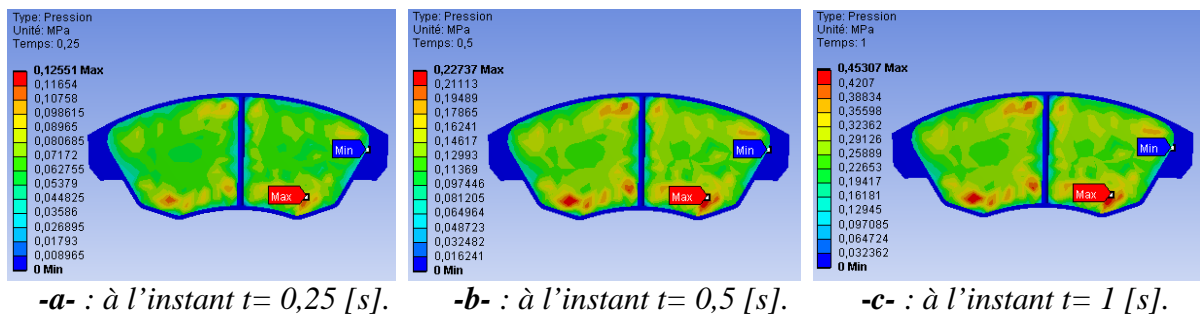


Fig. IV.68 : Variation des contraintes Von Mises en fonction de l'angle circulaire dans la plaquette intérieure.

IV.7.4.1.2 Répartition du champ de pression de contact

La figure IV.69 donne la répartition de la pression de contact de la plaquette intérieure pour différents temps de simulation. La pression de contact augmente progressivement et atteint sa valeur maximale $p_{max} = 1,7927 MPa$ à la fin du freinage. La répartition de la pression n'est pas homogène au sein de chaque partie de la plaquette, elle a symétrie par rapport à la rainure. Cette élévation de la pression sur la surface de contact provoque une élévation de la température du disque et également l'usure des plaquettes. A l'entrée de contact, la répartition de la pression de contact tend vers des valeurs maximales au niveau du bord inférieur de la plaquette, alors qu'à la sortie de contact à des pressions basses. Cette augmentation est due à la diminution de l'aire de contact. Ce phénomène perdure tant que la vitesse de rotation du disque et la force appliquée resteront constantes.



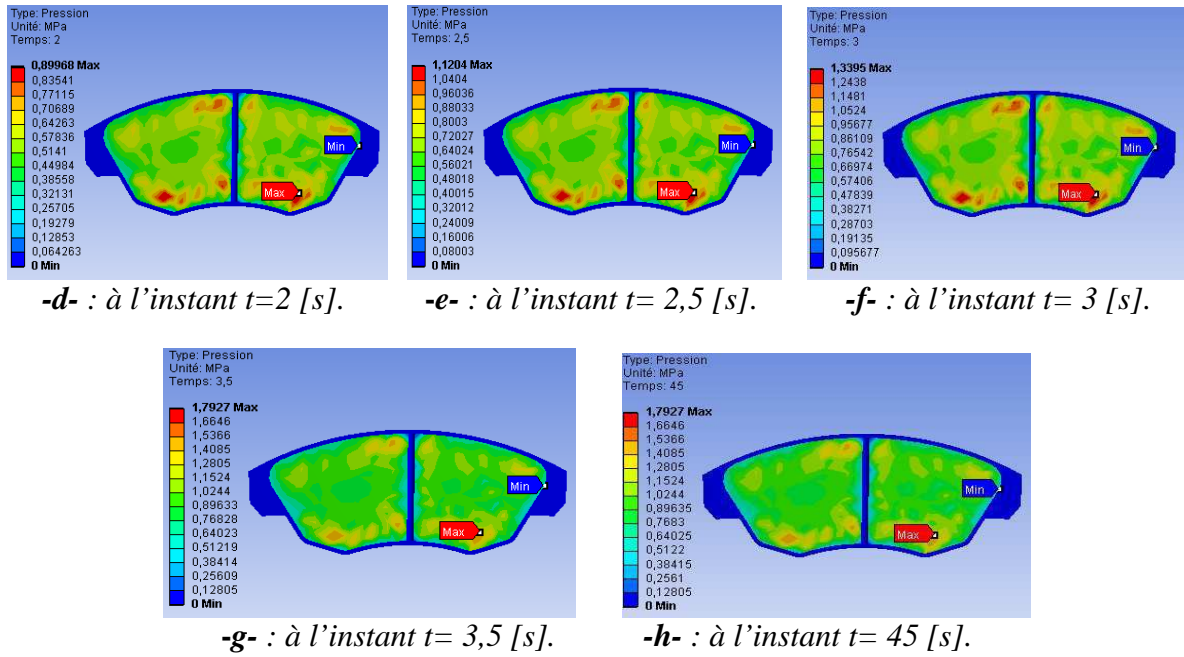


Fig. IV.69 : Distribution des pressions de contact dans la plaquette intérieure.

La figure IV.70 représente l'évolution des pressions de contact en fonction de l'angle de rotation respectivement au bord inférieur, au bord extérieur et au milieu de la plaquette. La valeur maximale de la pression de contact se situe au niveau du bord inférieur à l'entrée en contact. Au-delà de la rainure vers la sortie de contact (la partie droite de la plaquette), les trois zones ont le même comportement mécanique (mêmes pressions). Ceci est dû au serrage des plaquettes et à la présence des forces centrifuges qui agissent sur le disque lors de la rotation.

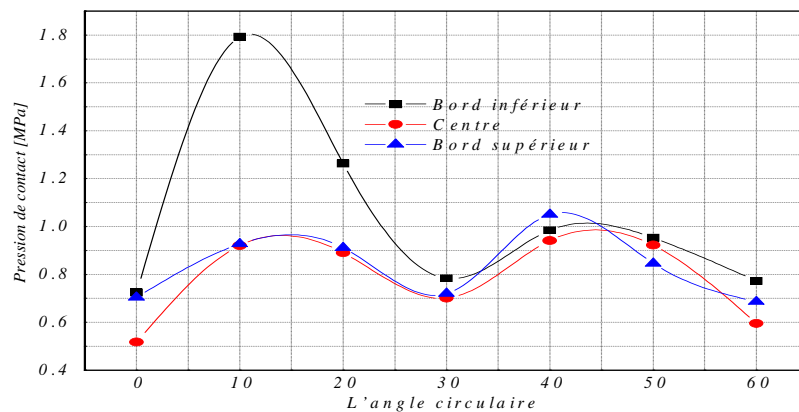


Fig. IV.70 : Variation des pressions de contact en fonction de l'angle circulaire dans la plaquette intérieure.

Les figures IV.71 et IV.72 représentent respectivement la répartition des contraintes de frottement et la répartition de la distance de glissement en fin de simulation. On remarque une symétrie de distribution par rapport à la rainure ; les valeurs maximales se localisent toujours dans le bord supérieur de la plaquette.

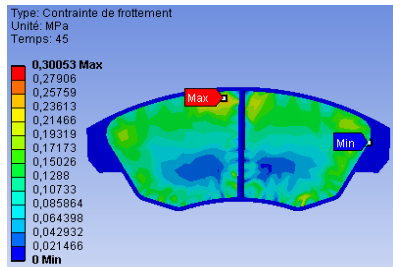


Fig.IV.71: Répartition de la contrainte de frottement.

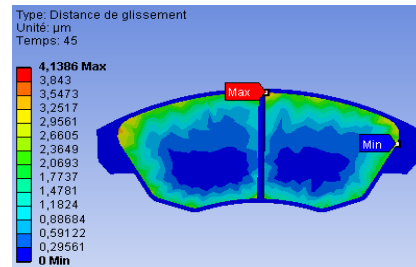
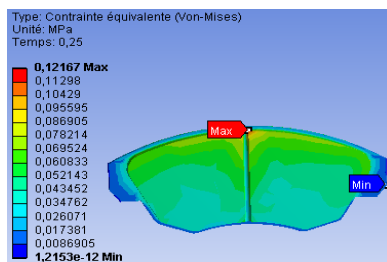


Fig.IV.72: Répartition de la distance de glissement.

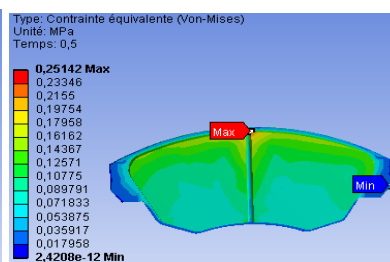
IV.7.4.2 Plaquette extérieure

IV.7.4.2.1 Répartition du champ des contraintes équivalentes de Von Mises

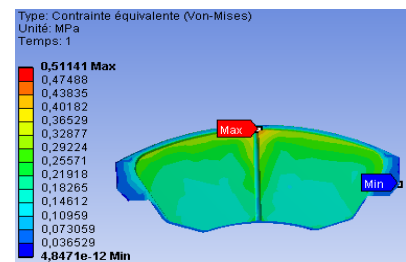
La figure IV.73 montre la répartition des pressions de contact dans les plaquettes (face extérieure) pour différents instants de simulation. On remarque une distribution régulière des contraintes et symétrique par rapport la rainure le long du temps de freinage. La valeur maximale de la contrainte égale à 1,77 MPa est atteinte à l'instant $t=45[s]$; elle est plus petite que celle obtenue dans la plaquette intérieure. La plaquette extérieure a tendance à engendrer des pressions locales élevées sur le bord supérieur dans la zone proche de la rainure.



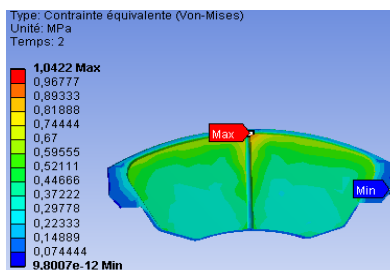
-a- : à l'instant $t= 0,25 [s]$.



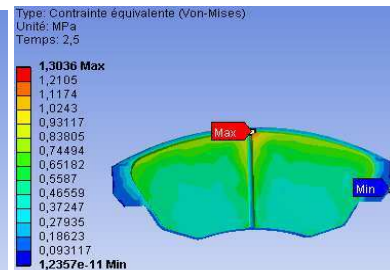
-b- : à l'instant $t= 0,5 [s]$.



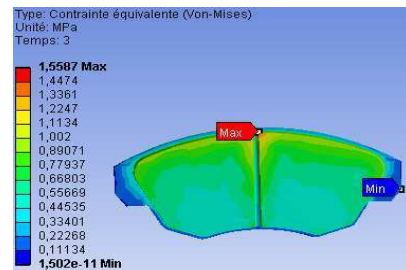
-c- : à l'instant $t= 1 [s]$.



-d- : à l'instant $t=2 [s]$.



-e- : à l'instant $t= 2,5 [s]$.



-f- : à l'instant $t= 3 [s]$.

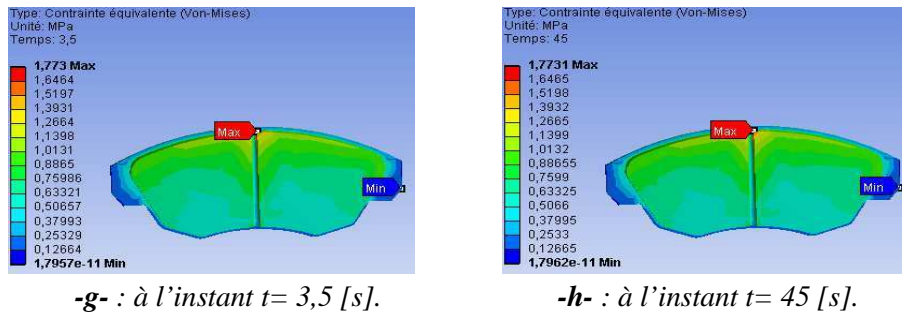


Fig.IV.73 : Distribution des contraintes de Von Mises dans la plaquette extérieure.

IV.7.4.2.2 Répartition du champ de pression de contact

La figure IV.74 donne la répartition de pression de contact obtenue pour différents instants de simulation dans le cas d'une plaquette extérieure. On constate que la pression de contact maximale est atteinte sur le milieu de la plaquette (1,33 MPa) et elle est bien inférieure à celle obtenue pour la plaquette inférieure.

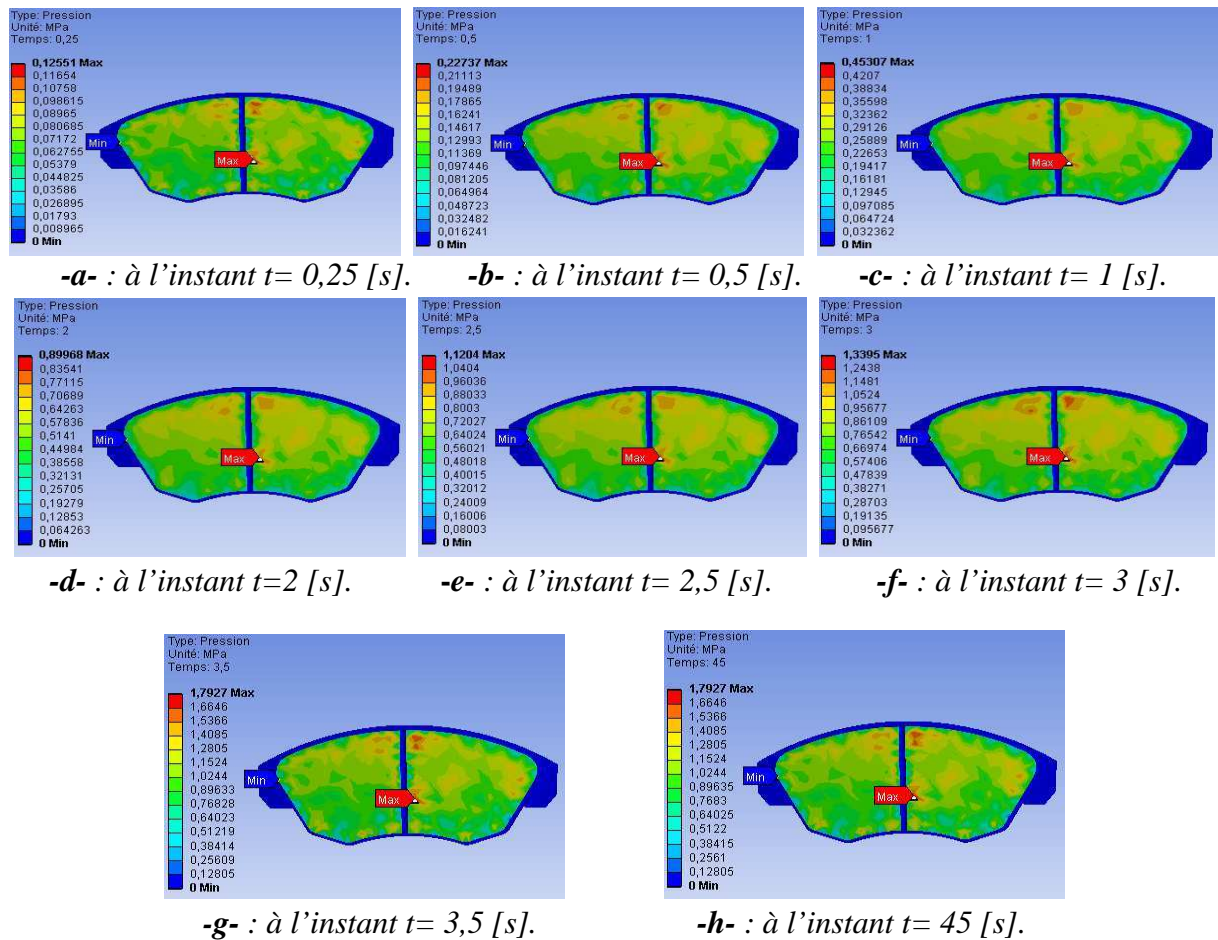


Fig.IV.74: Distribution des pressions de contact dans la plaquette extérieure.

Les courbes de la figure IV.75 qui donnent les pressions de contact en fonction de l'angle circulaire confirment les résultats précédents de la plaquette intérieure.

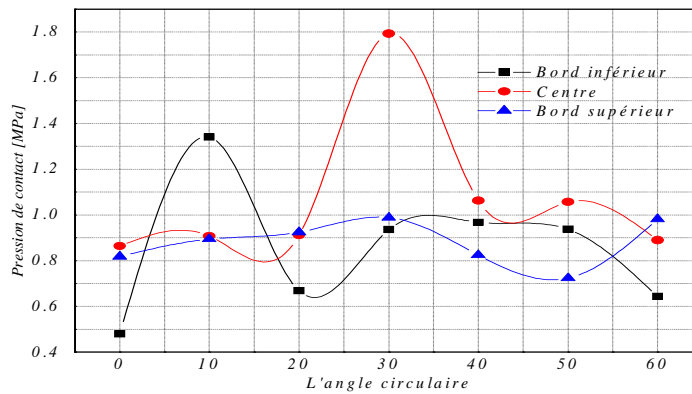


Fig. IV.75 : Variation des pressions de contact en fonction de l'angle circulaire dans la plaquette extérieure.

Les figures IV.76, IV.77 donnent respectivement le champ de contraintes de frottement et la distance de glissement observées à la fin du freinage. Les deux plaquettes ont les mêmes valeurs maximales atteintes à l'instant $t = 45$ [s], la répartition des contraintes de frottement et de la distance de glissement sont différentes.

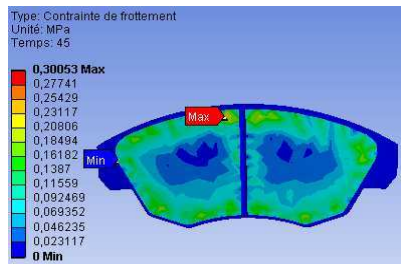


Fig.IV.76: Répartition de contrainte de frottement.

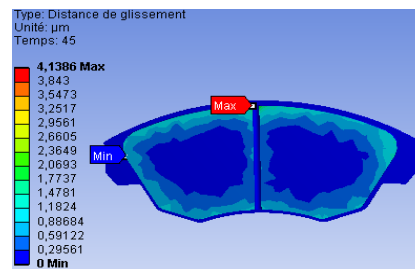
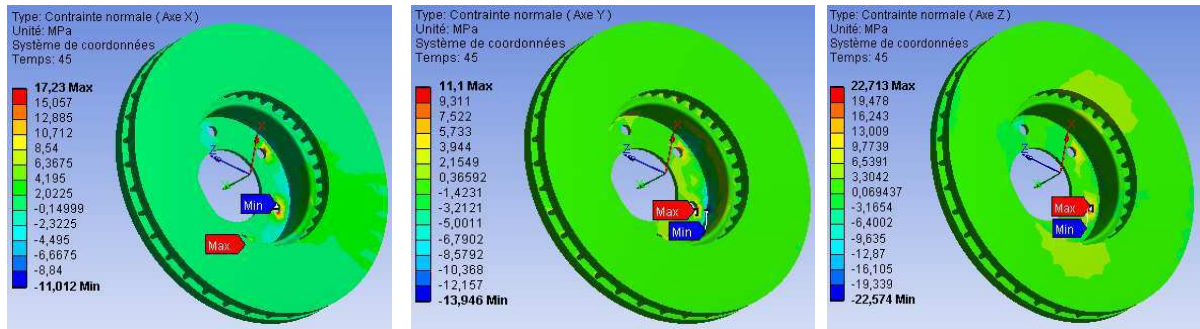


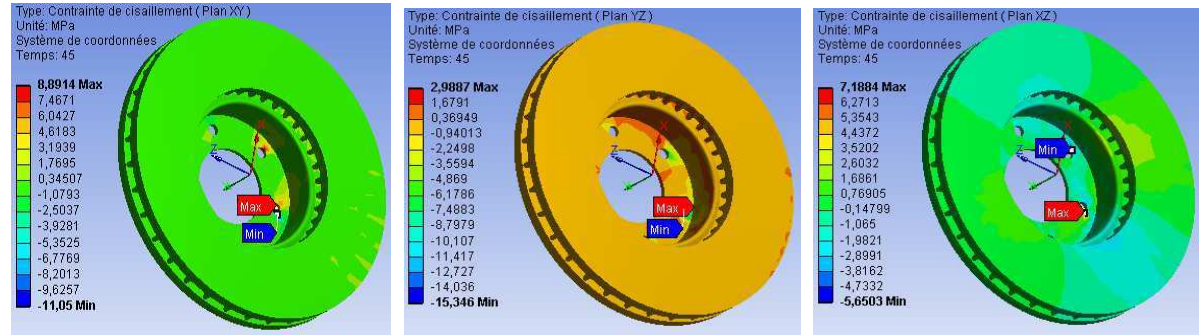
Fig.IV.77: Répartition de la distance de glissement.

IV.7.5 Contraintes de traction/compression et contraintes de cisaillement dans le disque

Les contraintes de traction/compression et les contraintes de cisaillement dans le disque sont présentées dans la figure IV.78. Lors de la rotation du disque, on remarque une concentration de contraintes au niveau des perçages de fixation et dans la zone de raccordement des pistes au bol. Les contraintes se propagent ensuite sur les pistes de frottement en fonction du temps. La valeur maximale des contraintes de compression est de l'ordre de $22,574 \text{ MPa}$ et celle des contraintes de traction de $22,713 \text{ MPa}$. Les contraintes de cisaillement varient de $0,336 \text{ MPa}$ à $5,71 \text{ MPa}$. Ce chargement a une influence sur les déformations globales du disque qui pourrait prendre la forme d'un cône.



-a- : Contraintes normales σ_{xx} -b- : Contraintes normales σ_{yy} -c- : Contraintes normales σ_{zz}



-d-: Contraintes de cisaillement σ_{xy} -e-: Contraintes de cisaillement σ_{yz} -f-: Contraintes de cisaillement σ_{xz}

Fig.IV.78: Contraintes normales et contraintes de cisaillement à $t=45$ [s].

IV.7.6 Cas d'un disque sans rotation

En supposant le cas d'un disque au repos, on remarque selon la figure IV.79 que la concentration de contraintes de Von Mises se localise uniquement au niveau du bol, mais elle ne se propage pas sur les pistes de frottement contrairement au cas du disque avec rotation. La déformée totale varie selon la figure IV.80 de 0 μm à 49,58 μm ; on a une différence de 3,24 μm par rapport à celle d'un disque mobile. Les déplacements sont situés généralement sur la couronne extérieure du disque et atteignent la valeur maximale de 17,68 μm au niveau de périphérie de la couronne.

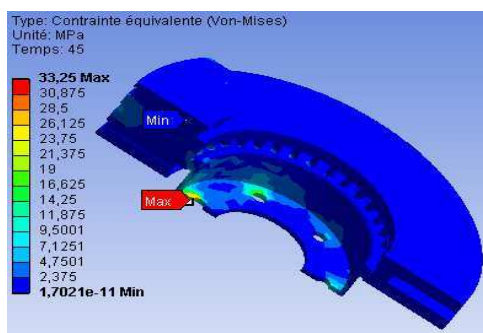


Fig.IV.79: Contraintes de Von Mises.

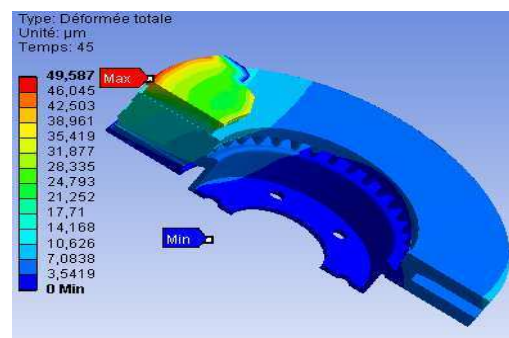


Fig.IV.80: Déformée totale.

Les déplacements des nœuds situés sur le rayon extérieur moyen et sur la couronne extérieure du disque avec et sans rotation sont présentés dans la figure IV.81. On constate que les deux courbes suivent la même allure. La valeur maximale de déplacement est atteinte à l'angle $\theta = 90^\circ$ qui correspond à la position de serrage du disque par les plaquettes. Le comportement des déplacements avec ou sans rotation est tout à fait conforme aux observations faites habituellement avec les disques de frein.

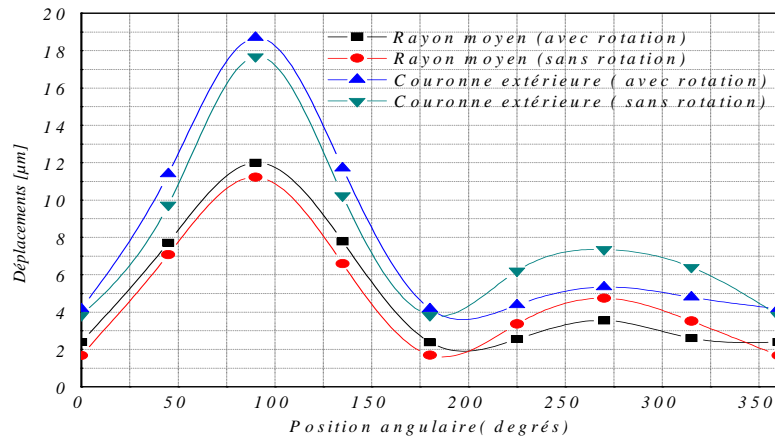


Fig.IV.81: Déplacements sur le rayon extérieur moyen et sur la couronne extérieure du disque en fonction de l'angle.

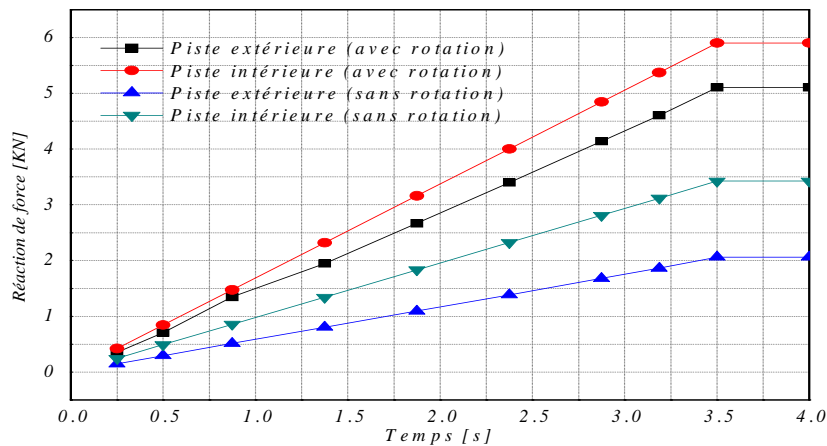


Fig.IV.82: Variation de l'effort de réaction sur le disque en fonction du temps.

Sur la figure IV.82 sont représentés les efforts de réaction sur les deux parties qui se trouvent en vis-à-vis de la plaquette intérieure et extérieure respectivement pour le cas du disque avec et sans rotation. L'introduction de la rotation du disque engendre une augmentation de l'effort de frottement quelque que soit la piste de contact. Pour la piste

extérieure, on constate que dans le cas du disque en rotation la force de réaction augmente de 2,1 KN à 5,1 KN et pour la piste intérieure de 2.1N à 5.9N. Les écarts des efforts de réaction (avec et sans rotation) sont très visibles ; ils atteignent une valeur maximale de l'ordre de 4 N. La figure IV.83 donne la répartition de l'effort de contact en trois dimensions pour les deux cas (avec et sans rotation).

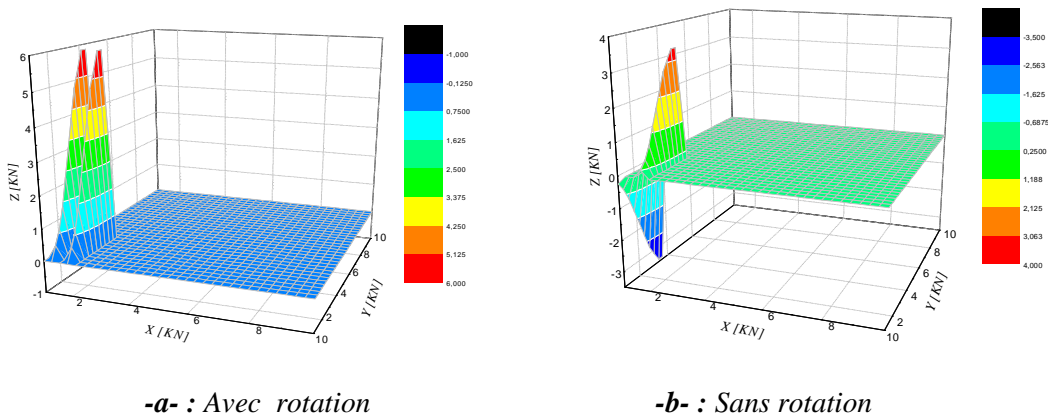


Fig.IV.83: Forces de réaction sur la piste intérieure du disque.

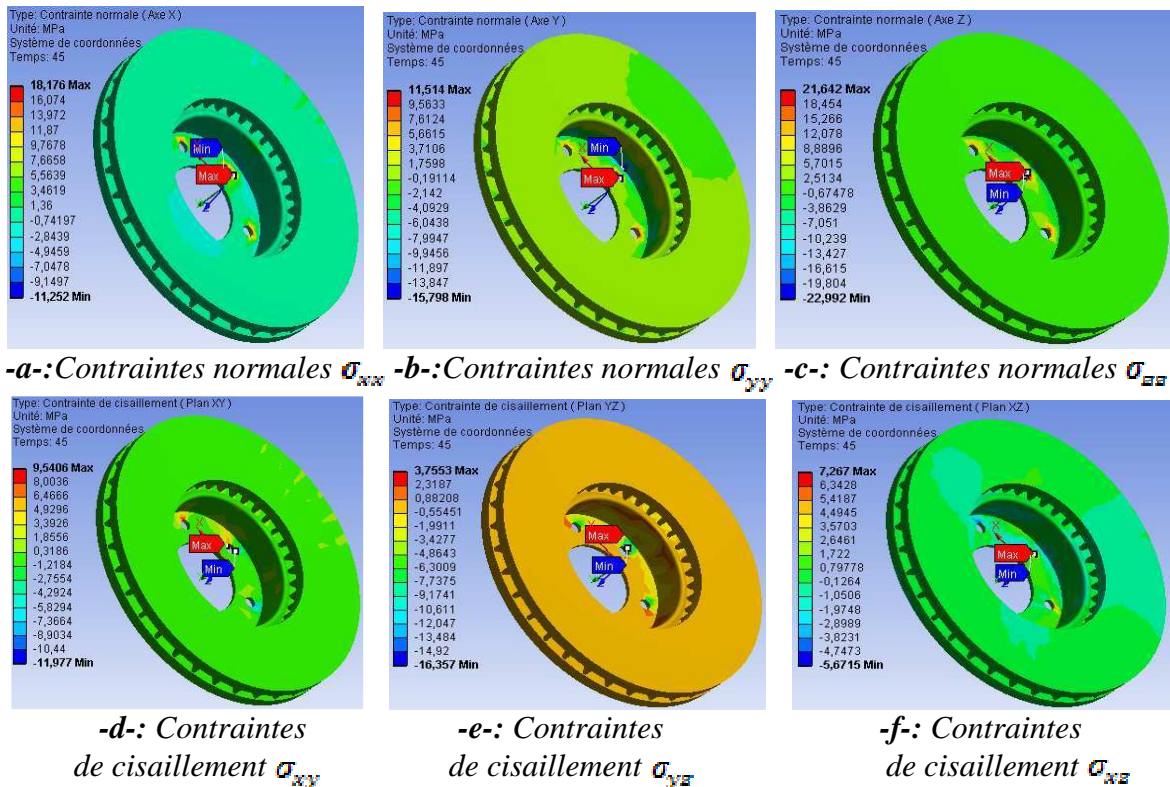


Fig.IV.84: Contraintes normales et contraintes de cisaillement à $t=45[s]$.

Les contraintes de traction/compression et de cisaillement apparaissent aussi dans le modèle sans rotation. On obtient des contraintes de compression de 22,99 MPa (Fig. IV.84 – c). Les contraintes de cisaillement varient de 3,75 MPa à 16,357 MPa. La prise en compte de la rotation du disque est donc essentielle puisqu'elle a plusieurs effets :

- Les contraintes maximales sur les pistes du disque augmentent de manière notable, mais elles concernent une zone dissymétrique.
- Les contraintes de cisaillement apparaissent au niveau du bol.

Le tableau IV.6 résume les résultats de la simulation, lorsqu'on élimine la rotation du disque. En comparaison avec les résultats obtenus pour le cas du disque en rotation, on constate une augmentation des contraintes et une diminution des déplacements, des pressions et des contraintes de frottement.

	Min	Max
Déformée totale (μm)	0	49,587
σ_{xx} (MPa)	-11,252	18,176
σ_{yy} (Mpa)	-15,798	11,514
σ_{zz} (Mpa)	-22,992	21,642
σ_{xy} (Mpa)	-11,977	9,540
σ_{yz} (Mpa)	-16,357	3,755
σ_{xz} (Mpa)	-5,671	7,267
Von Mises (Mpa)	1,70e-011	33,251
Contraintes de frottement (Mpa)	0	0,281
Distance de glissement (μm)	0	3,560
Pression (Mpa)	0	1,755
Temps (CPU) (s)	586.656	

Tableau. IV.6 : Résultats de la simulation numérique.

Les figures IV.85 et 86 montrent respectivement la déformée totale et les contraintes équivalentes de Von Mises pour les deux cas (avec et sans rotation) en fonction du temps de la simulation. On constate que l'allure des courbes est la même, mais les écarts augmentent avec le temps. La déformée du disque en rotation est plus grande que celle sans rotation et inversement pour le cas des contraintes de von mises.

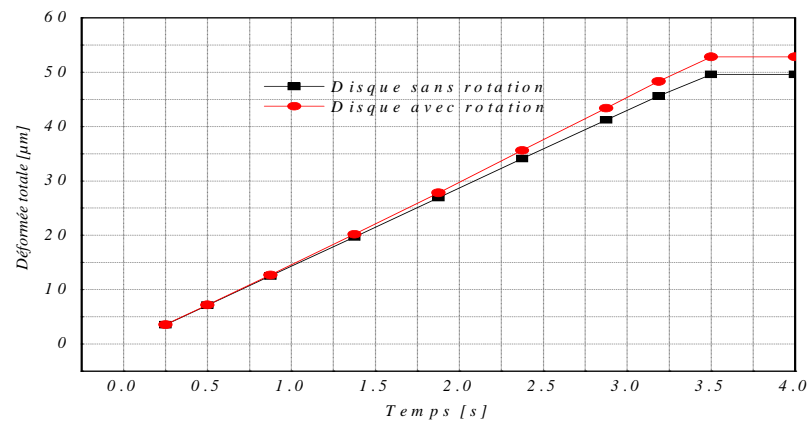


Fig.IV.85: Effet de rotation du disque sur les déplacements.

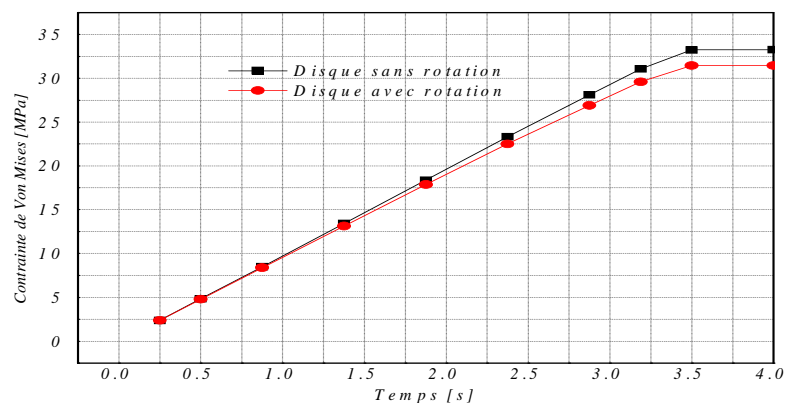


Fig.IV.86: Effet de rotation du disque sur le champ des contraintes.

IV.7.7 Cas d'un étrier à double piston

Pour une étude comparative, on a choisi le cas d'un étrier fixe (disque à double pression) décrit précédemment dans l'étude bibliographique, mais tout en maintenant les mêmes conditions aux limites du cas d'un étrier à simple piston.

La figure IV.87 présente les niveaux de contraintes équivalentes de Von Mises dans une section dans un disque à la fin du freinage $t=45$ [s]. Contrairement au cas du disque avec étrier à simple piston, on remarque que les contraintes se propagent sur la totalité du disque et sur les pistes de frottement selon la dégradation en couleurs et que l'échelle des contraintes équivalentes de Von Mises varie de $0,048$ MPa à $8,28$ MPa. On obtient une chute de contraintes d'environ 73,66% par rapport au dispositif de freinage avec étrier à simple piston. La valeur la plus grande se situe au niveau de la partie extérieure des ailettes du disque où les plaquettes exercent le serrage, Fig.IV.88. Ces concentrations peuvent entraîner des

endommagements, car elles s'additionnent aux contraintes thermiques. Ce phénomène dépend de la géométrie intérieure du disque, des conditions aux limites appliquées et du type de l'étrier.

Les résultats de la déformée totale du modèle sont illustrés par la figure IV.89. La distribution de la déformée totale se distingue par la forme symétrique indépendamment du temps de simulation ; elle atteint une valeur maximale égale à $38,09 \mu\text{m}$ qui se situe les bords des deux plaquettes (intérieure et extérieure). On a une diminution de 28 % de la déformée par rapport à celle trouvée précédemment. Les déplacements ont une distribution symétrique par rapport au plan médian vertical aux plaquettes, Fig.89-b.

En conclusion, la meilleure répartition des contraintes équivalentes de Von Mises a lieu pour un chargement appliqué aux plaquettes à double pression.

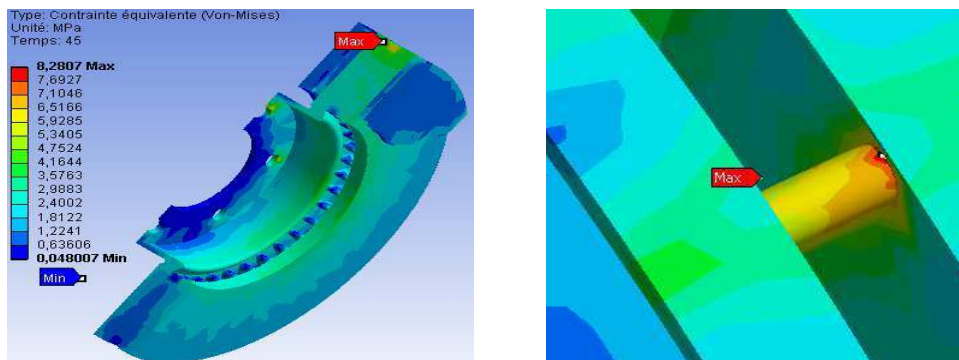
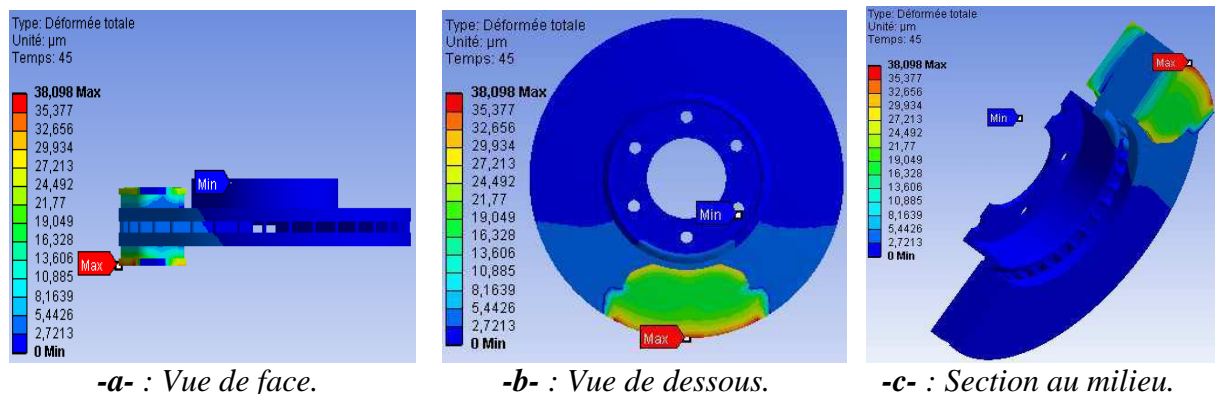


Fig.IV.87: Contraintes de Von Mises. **Fig.IV.88 :** Détail de concentration des contraintes.



-a- : Vue de face.

-b- : Vue de dessous.

-c- : Section au milieu.

Fig.IV.89: Déformées totales.

IV.7.8 Résultats des modèles maillés

Un test de convergence est prévu pour évaluer l'influence du maillage sur la précision de la simulation numérique. On a essayé quatre cas de maillage (grossier, fin, hexaédrique et quadrilatère) dont les caractéristiques sont présentés dans le tableau IV.7.

Type de maillage	Nœuds	Éléments	Type d'élément	Temps CPU (s)
Grossier	39208	20351	SOLID 187	644,234
Quadrilatère	90680	31879	SOLID 186-SOLID 187	3030,047
Hexaédrique	103098	36901	SOLID 186-SOLID 187	4477,625
Fin	160918	88625	SOLID 187	1982,203

Tableau. IV.7: Résultats des différents cas de maillage.

Les figures IV.90, 91, 92 et 93 montrent les modèles de maillage du couple disque-plaquettes.

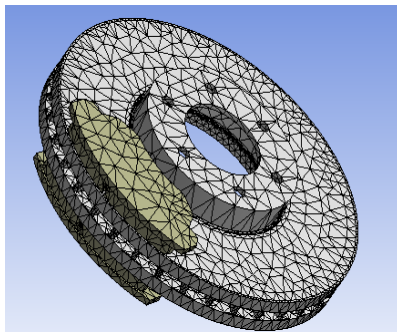


Fig.IV.90 : Maillage volumique du disque (Nœuds 39208, Éléments 20351).

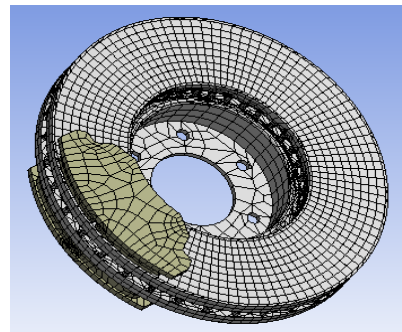


Fig.IV.91 : Maillage à éléments quadrilatères (Nœuds 90680, Éléments 31879).

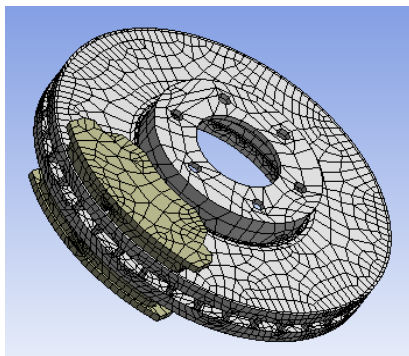


Fig.IV.92 : Maillage à éléments hexaédriques (Nœuds 103098, Éléments 36901).

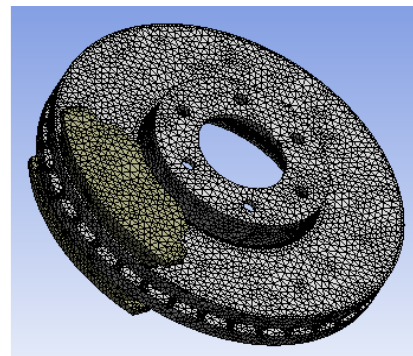


Fig.IV.93: Maillage fin (Nœuds 160918, Éléments 88625).

D'après le tableau IV.8, on remarque que les contraintes maximales équivalentes de Von Mises augmentent en fonction du nombre d'éléments du maillage. La valeur maximale de la contrainte équivalente de Von Mises ainsi que la déformée totale atteintes correspondent au maximum d'éléments du maillage sont pratiquement celles qu'on rencontre dans la littérature. Il est donc judicieux de choisir un maillage raffiné, car la solution devient plus exacte en augmentant le nombre de nœuds du maillage.

Méthode du maillage	Nombre de	Nombre d'éléments	Déformée totale		Contraintes		Temps CPU (s)
			Min	Max	Min	Max	
Grossier	39208	20351	0	52,829	1,79e-011	31,441	644,234
Quadrilatère	90680	31879	0	55,247	1,99e-002	54,337	3030,047
Hexaédrique	103098	36901	0	55,443	1,93e-002	96,434	4477,625
Fin	160918	88625	0	54,817	5,27e-012	44,603	1982,203

Tableau. IV.8 : Contraintes de Von Mises et déformées totales.

IV.7.8.1 Influence de la finesse du maillage

Pour cela, on a considéré un second type de maillage, plus fin et raffiné dans les pistes de frottement, figure IV.94. L'élément utilisé dans ce maillage est SOLID 187 et le temps total de simulation est égal à 8 331.328 (s). Ce nouveau maillage (type M2) est constitué de 11 3367 éléments TE à 4 nœuds, soit 18 5901 nœuds. Il est donc bien plus fin que le maillage M1 (Fig. IV.93) utilisé jusque-là.

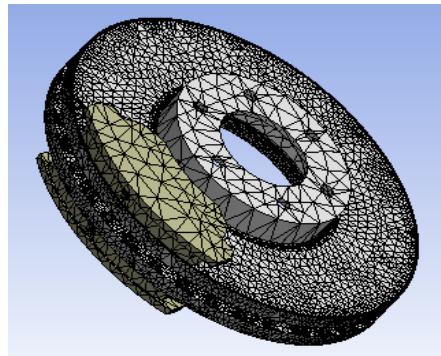


Fig.IV.94 : Maillage plus raffiné (Nœuds 185901, Éléments 113367).

Le tableau IV.9 présente les résultats numériques pour les deux types de maillage (grossier et fin). On observe que toutes les valeurs extrêmes de résultats augmentent en fonction du nombre des nœuds et du nombre d'éléments du maillage. On constate ainsi que l'effet de raffinement du maillage influence d'une manière importante sur la précision de la simulation numérique adoptée.

	Maillage fin		Maillage plus raffiné	
	Nœuds	Eléme	Nœuds	Éléments
	160918	88625	185901	113367
	Min	Max	Min	Max
Déformée totale (μm)	0	54,82	0	54,81
Von Mises (MPa)	5,27e-12	44,603	1,8e-11	32,476
Temps (CPU) (s)	1 982,20		8 331.33	

Tableau. IV.9 : Comparaison entre les résultats du maillage fin et maillage raffiné.

IV.7.9 Influence du matériau des plaquettes

On étudie ici la sensibilité des résultats par rapport à deux paramètres, le module de Young des garnitures et le coefficient de frottement entre le disque et les plaquettes. Ce dernier paramètre varie fortement avec la pression, la vitesse de glissement, la température ce qui rend difficile de lui attribuer une valeur exacte. L'étude de sensibilité permettra d'évaluer la pertinence des calculs qui ne prennent pas en compte la variation du coefficient de frottement.

IV.7.9.1 Influence du module de Young des plaquettes

L'étude bibliographique montre que le module de Young du matériau des plaquettes actuelles varie généralement entre 0,5 GPa et 1,5 GPa. Dans cette partie, on a choisi deux matériaux dont les propriétés mécaniques et tribologiques sont données dans le tableau IV.10.

	Matériau 1	Matériau 2
Module de Young E (GPa)	1	1,5
Coefficient de Poisson (ν)	0,25	0,25
Masse volumique (kg/m^3)	1400	2595
coefficient de frottement (μ)	0,2	0,2

Tableau. IV.10 : Propriétés mécaniques des plaquettes de frein.

Les figures IV.95 montrent l'état de contact, la pression de contact, les contraintes de frottement et la distance de glissement de la plaquette intérieure.

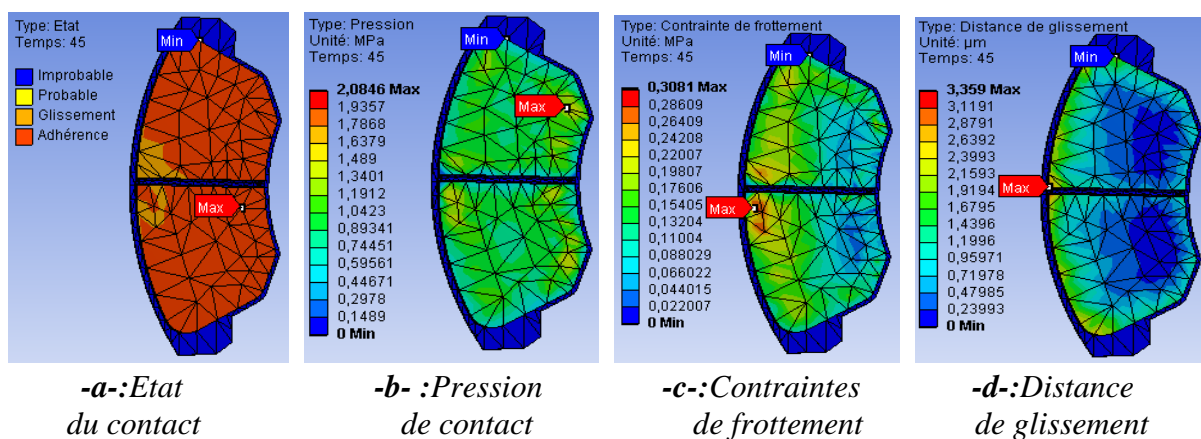


Fig.IV.95: Comportement de la plaquette intérieure.

Les résultats de cette simulation sont récapitulés dans le tableau IV.11.

	Matériau de plaquette de frein			
	Matériaux 1		Matériaux 2	
	Min	Max	Min	Max
Déformée totale (μm)	0	52,829	0	37,488
σ_{xx} (MPa)	-11,012	17,23	-8,101	11,344
σ_{yy} (MPa)	-13,946	11,1	-8,669	7,424
σ_{zz} (MPa)	-22,574	22,713	-15,511	16,468
σ_{xy} (MPa)	-11,05	8,891	-7,146	5,827
σ_{yz} (MPa)	-15,346	2,988	-10,104	1,683
σ_{zx} (MPa)	-5,650	7,188	-4,382	4,934
Von Mises (MPa)	1,7e-011	31,441	2,0e-011	20,882
Contraintes de frottement (MPa)	0	0,300	0	0,3081
Distance de glissement (μm)	0	4,138	0	3,359
Pression (MPa)	0	1,792	0	2,0846
Temps (CPU) (s)	644.234		577.000	

Tableau. IV.11 : Influence du matériau de plaquettes de frein (valeurs extrêmes).

Du tableau IV.11, on remarque que l'augmentation du module de Young des plaquettes de frein entraîne une diminution de la déformée totale, des contraintes (Von Mises, normale et cisaillement), et de la distance de glissement, mais un accroissement des contraintes de frottement et des pressions de contact. La figure IV.96 montre la variation des contraintes en fonction du module de Young. On constate que les contraintes de Von Mises, les contraintes normales et les contraintes de cisaillement varient d'une manière linéaire décroissante avec le module de Young.

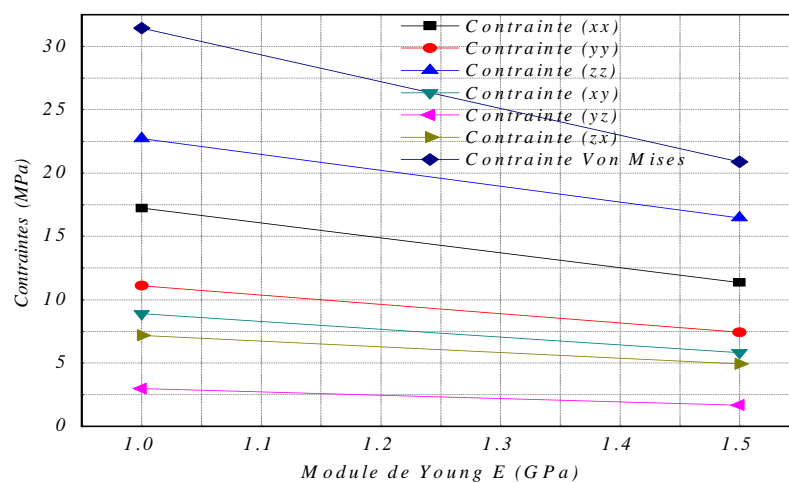


Fig. IV.96: Résultats des contraintes en fonction du module de Young

D'après le tableau IV.13, on peut conclure que :

- Dans le cas statique, plus les plaquettes sont souples et plus les déplacements sont élevés ;
- En présence de rotation, les déplacements du disque ne varient que légèrement (de $19,10 \mu m$ à $13,95 \mu m$) ;
- Les contraintes normales, les contraintes de cisaillement et les contraintes Von Mises diminuent avec le module de Young.
- La pression de contact et les contraintes de frottement augmentent par contre avec le module de Young des plaquettes,

IV.7.9.2 Influence du coefficient de frottement

Nous allons maintenant, nous intéresser à l'étude de sensibilité des résultats par rapport au coefficient de frottement ; pour cette raison ; on fait varier ce paramètre de 0,2 jusqu'à 0,4 au niveau de la zone de contact disque-plaquette à chaque simulation. La figure IV.97 montre différentes configurations de la déformée totale du modèle en phase finale du freinage. Nous pouvons clairement identifier l'effet du frottement dans cette nouvelle simulation.

En l'absence de rotation, les résultats varient très peu avec le coefficient de frottement. En revanche, avec la rotation du disque, les déplacements, la surface réelle de contact mais surtout les efforts tangentiels subissent une forte variation.

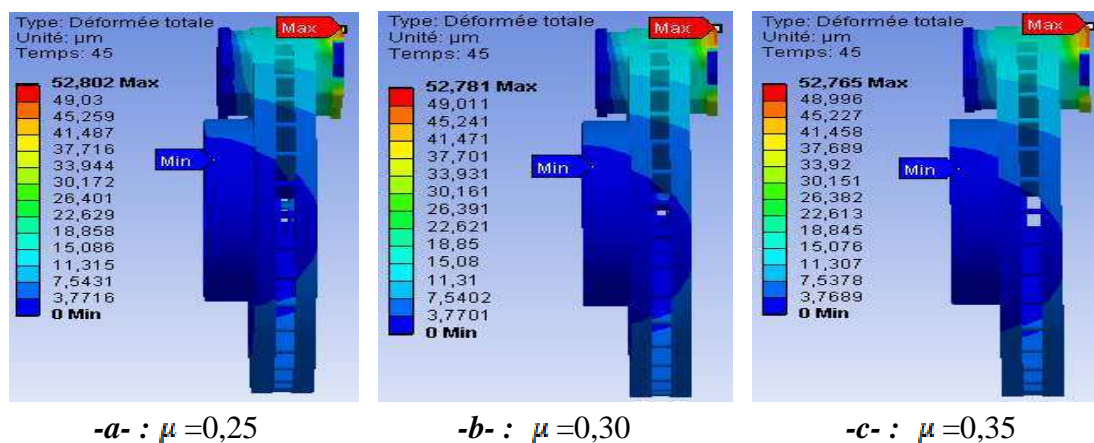


Fig.IV.97: Déformée totale à la fin de freinage.

La figure IV.98 donne la répartition du champ des contraintes de Von mises à l'instant $t=3,5$ [s] pour deux valeurs du coefficient de friction. On constate que le coefficient de frottement n'exerce aucune influence sur la contrainte.

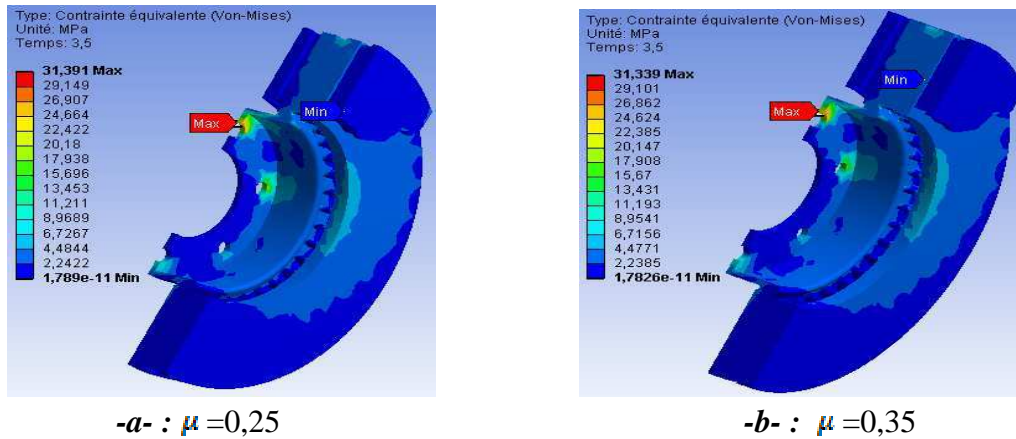


Fig.IV.98: Contraintes de Von Mises à l'instant $t=3,5$ [s].

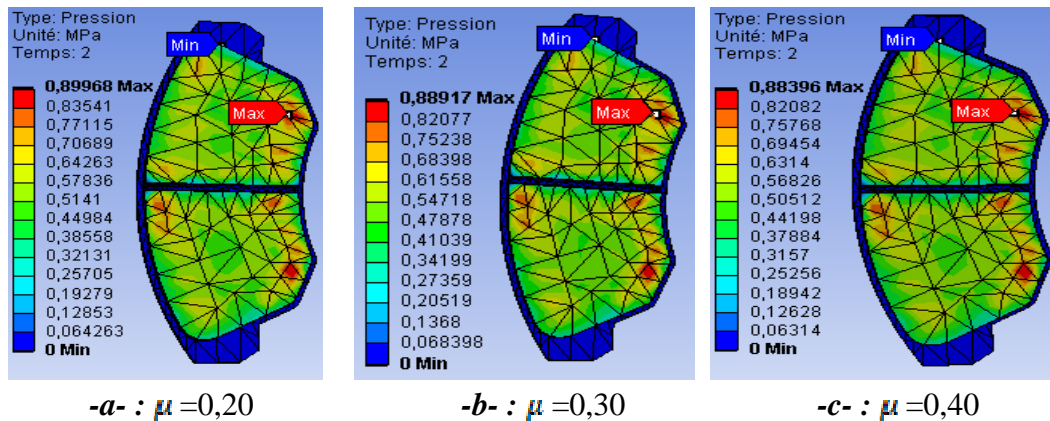


Fig.IV.99: Champs de pression de contact d'interface à l'instant $t = 2$ [s].

La figure IV.99 montre que l'augmentation de coefficient de frottement s'accompagne par une diminution des pressions de contact des plaquettes.

Dans les figures IV.100 et 101, on a présenté respectivement l'évolution de la contrainte et la distance de glissement en fonction du temps pour différentes valeurs du coefficient de frottement. On note une augmentation de la contrainte de frottement avec l'accroissement du coefficient de frottement. La distance de glissement est par contre inversement proportionnelle au coefficient de frottement.

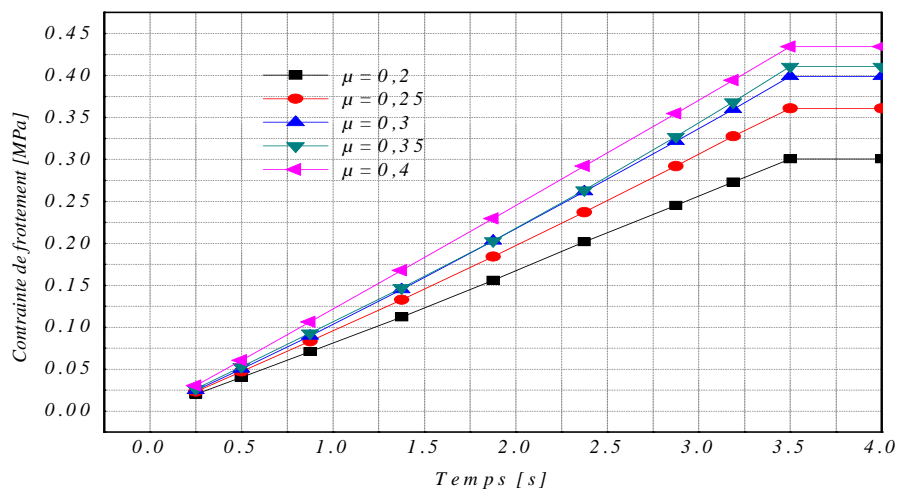


Fig. IV.100: Evolution de contrainte de frottement pour différentes valeurs de μ .

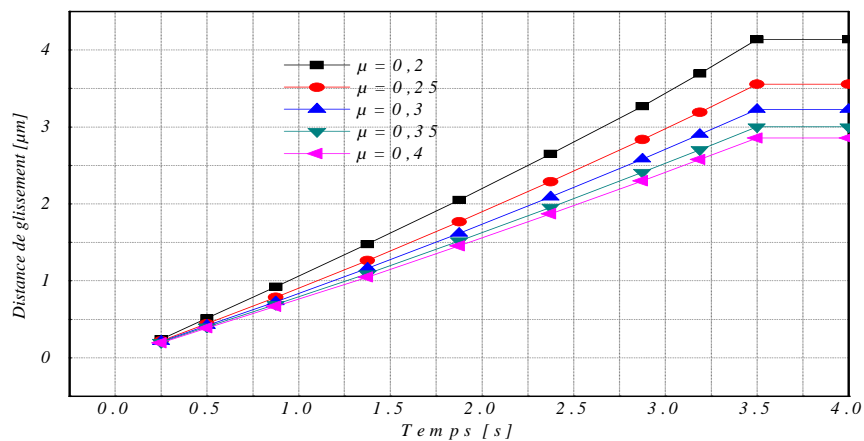


Fig. IV.101: Evolution de distance de glissement pour différentes valeurs de μ .

IV.7.9.3 Influence de la vitesse de rotation du disque

La figure IV.102 représente le champ de pressions de contact à l'instant $t=45$ [s] où les pressions maximales sont atteintes pour ce type de freinage en fin de freinage. On constate que la répartition de la pression est quasiment identique dans les trois cas et elle augmente avec l'accroissement de la vitesse angulaire du disque [44], la localisation de cette dernière se situe sur le bord inférieur de la plaquette. On observe que cette augmentation peut créer l'usure des plaquettes où elles peuvent laisser des dépôts sur le disque, donnant lieu à ce qu'on appelle « le troisième corps ». On note que la pression maximale de contact dans la plaquette est produite à l'entrée et descend vers la sortie de la région de frottement.

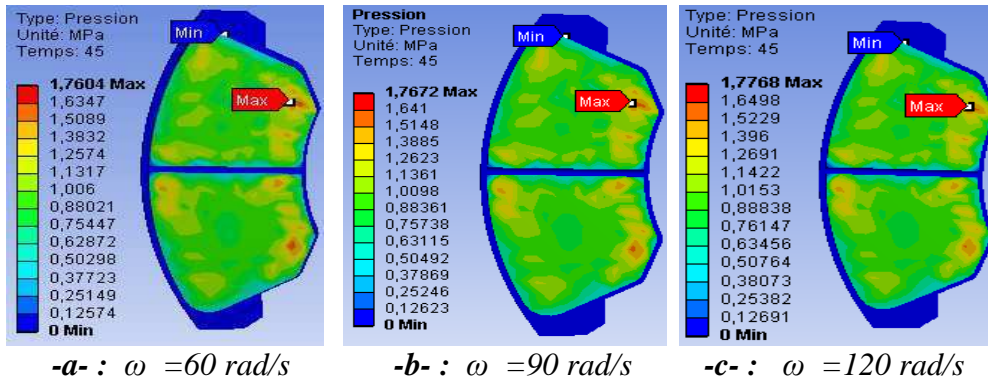


Fig. IV.102: Distributions de pression de contact d'interface.

La figure IV.103 représente la distribution du champ de contraintes de frottement à l'instant $t=45$ [s], on note qu'à mesure que la distribution de ce champ est symétrique par rapport à la rainure et sa valeur augmente légèrement quand la vitesse de rotation du disque augmente.

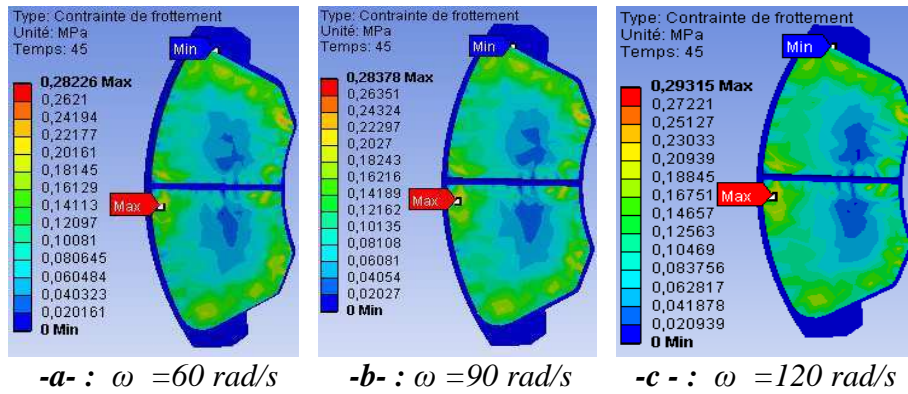


Fig. IV.103: Distributions de contrainte de frottement d'interface.

La figure IV.104 donne la répartition du champ des contraintes équivalentes de Von Mises à la fin de freinage lorsqu'on varie la vitesse angulaire du disque. On observe que la densité de distribution des contraintes augmente au niveau des plaquettes intérieures avec l'accroissement de la vitesse du disque.

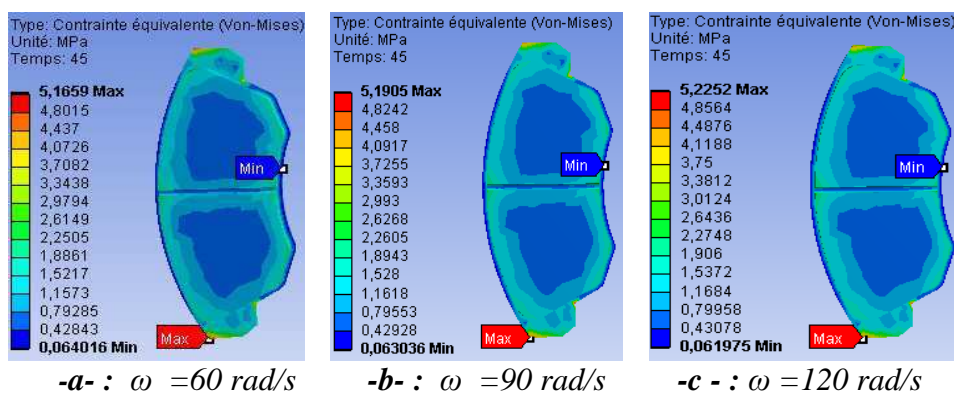


Fig. IV.104: Champs de contrainte Von Mises de frottement d'interface.

L'évolution des contraintes de Von Mises de surface du disque pour différentes valeurs de vitesse de rotation est présentée par la figure IV.105. On note que la contrainte du disque reste quasi-identique et elle est inversement proportionnelle à la vitesse de rotation.

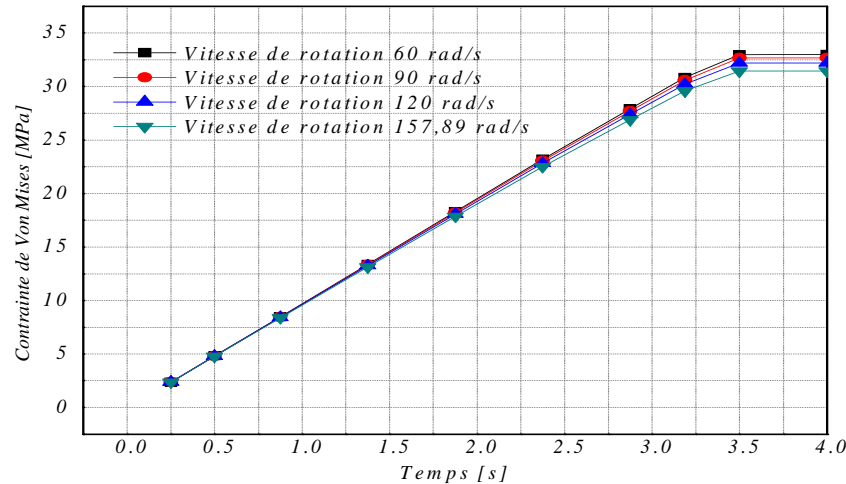


Fig. IV.105: Influence de la vitesse de rotation sur la distribution du champ de contrainte de Von Mises.

IV.7.9.4 Cas d'un disque en acier inoxydable

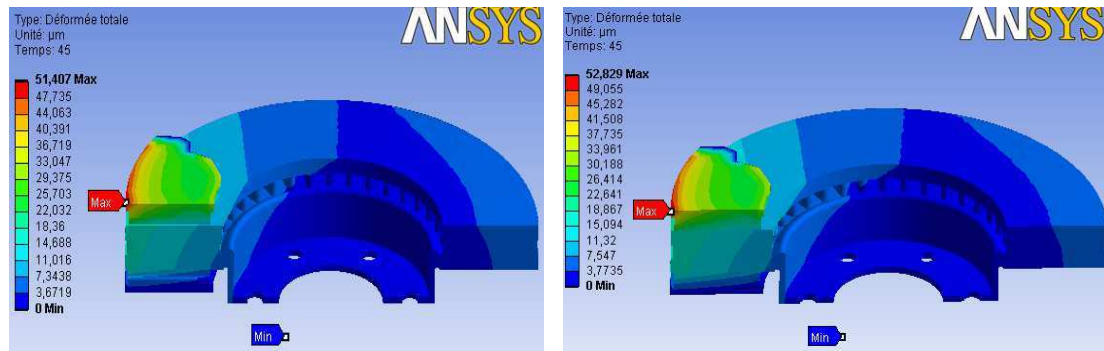
Pour un but comparatif, on a choisi un autre matériau du disque en acier inoxydable tout en gardant le même matériau de la plaquette. Les caractéristiques mécaniques de deux pièces en contact sont résumées dans le tableau IV.12.

	Disque	Plaquette
Module de Young E (Gpa)	203	1
Coefficient de Poisson ν	0,3	0,25
Masse volumique ρ (kg/m^3)	7900	1400
Coefficient de frottement μ	0,2	0,2

Tableau .IV.12 : Tableau des caractéristiques mécaniques des deux pièces.

IV.7.9.4.1 Comparaison entre le champ des déplacements

D'après la figure IV.106, on constate que les résultats des déplacements du modèle en Acier inoxydable coïncident exactement avec celui du Fonte Grise. On observe que la valeur maximale atteinte est diminuée légèrement de $52,829 \mu m$ à $51,407 \mu m$ (un écart de déplacement négligeable).



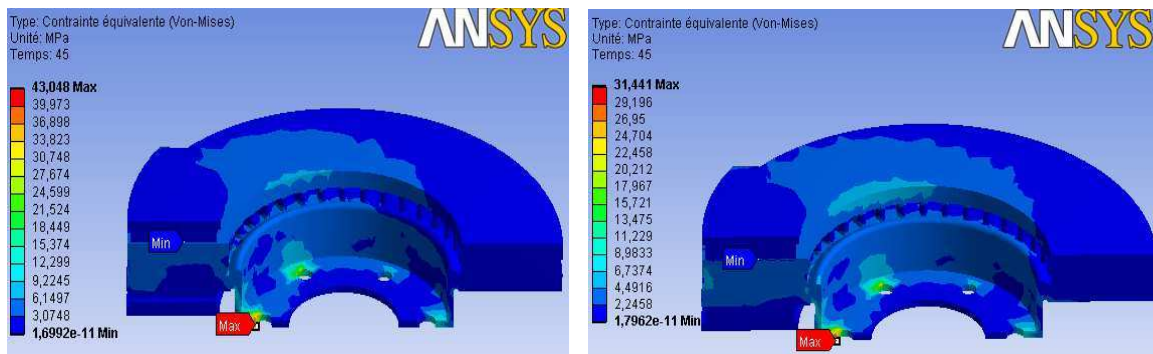
(a) Disque en acier inoxydable

(b) Disque en fonte grise

Fig.IV.106: Déformée totale à la fin de simulation.

IV.7.9.4.2 Comparaison entre le champ des contraintes

D'après la figure IV.107, on constate la répartition des contraintes sont très différentes avec des singularités au niveau du corps du disque et des pistes de frottement et du bol. Dans un disque en acier inoxydable, les contraintes varient de 0 *MPa* à 43,048 *MPa*, alors que dans le disque en fonte grise de 0 *MPa* à 31,441 *MPa*. L'écart est assez important soit de l'ordre de 12 *MPa*. La plus grande valeur de contrainte maximale équivalente apparaît dans le disque en acier inoxydable (Fig.IV.107-a), tandis que la plus faible est celle du disque en fonte grise (Fig.IV.107-b). C'est pour cette raison que la fonte grise est la plus couramment utilisée dans l'industrie automobile et qui assure d'ailleurs un bon comportement thermique et mécanique (une bonne résistance mécanique et une faible usure).

**-a-** : Disque en Acier Inoxydable**-b-** : Disque en Fonte Grise**Fig.IV.107:** Contraintes Von Mises à la fin de simulation.

D'après les résultats obtenus de la simulation, on constate que l'acier inoxydable (module de Young supérieur à celui de la fonte grise) influe sur les valeurs de la déformée totale (inversement proportionnelle) et également sur les contraintes maximales équivalentes de Von Mises, figures IV.108 et IV.109.

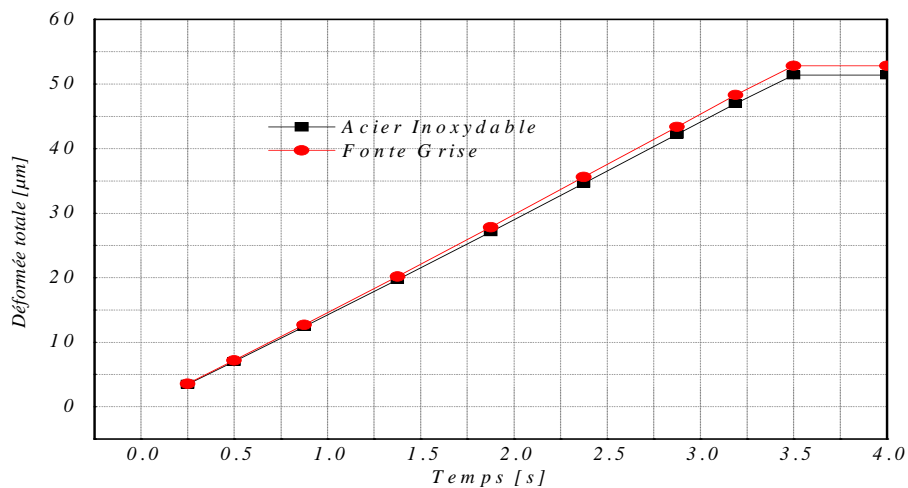


Fig.IV.108: Variation de la déformée totale en fonction du temps pour les deux disques.

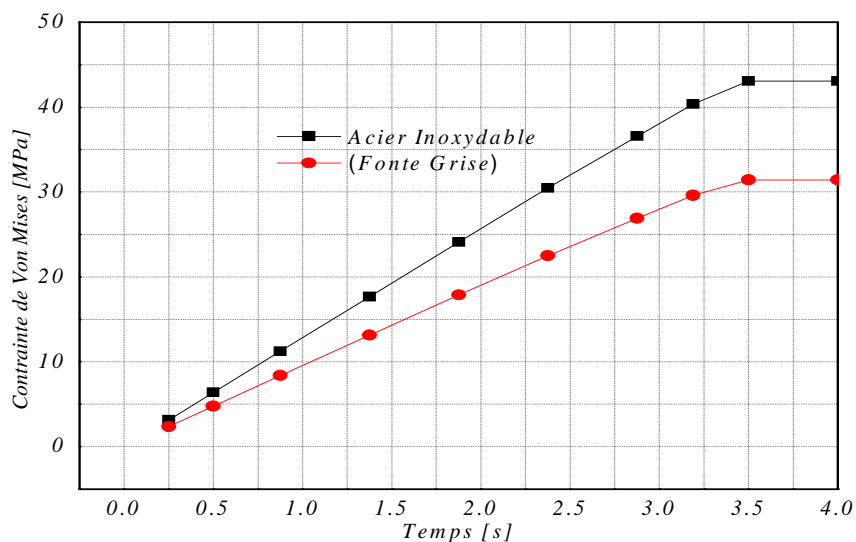


Fig.IV.109: Variation de la contrainte de Von Mises en fonction du temps pour les deux disques.

IV.7.9.5 Etude de l'influence de la rainure

Les plaquettes de frein automobile comportent généralement des rainures médianes. Outre leur rôle d'évacuation des poussières et de l'eau, ces rainures peuvent avoir une influence sur le comportement mécanique du système de freinage. Pour cela on a procédé à une comparaison des contraintes de Von Mises et de la déformée totale d'une plaquette avec et sans rainure, Fig.IV.110 et 111.

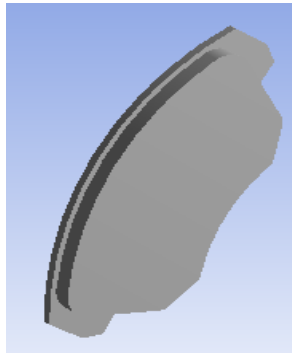


Fig. IV.110: Plaquette sans rainure.

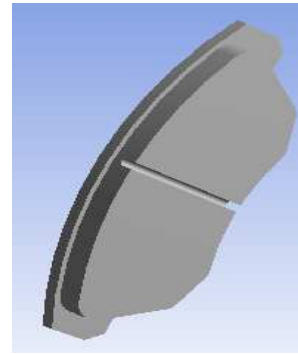


Fig. IV.111: Plaquette avec rainure.

D'après les figures IV.112 et IV.113, on constate que la présence de la rainure influe positivement sur les déplacements de la plaquette et sur les contraintes équivalentes de Von Mises. Les variations ne sont néanmoins assez faibles.

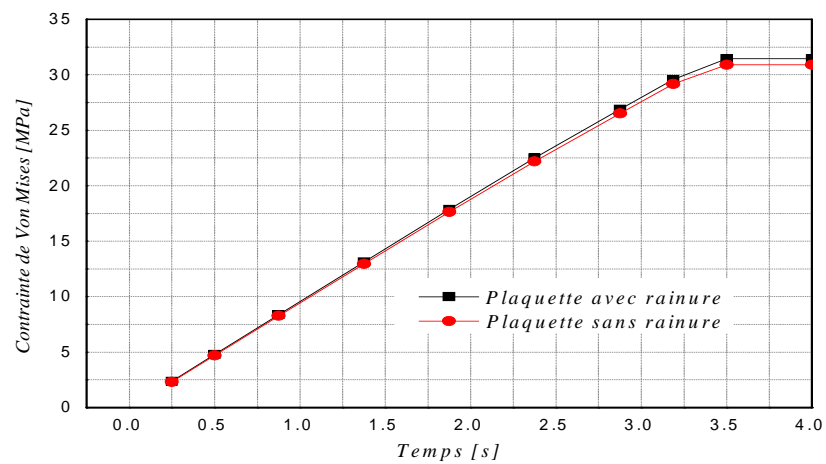


Fig. IV.112: Influence de la rainure sur la variation du champ de contrainte de Von Mises.

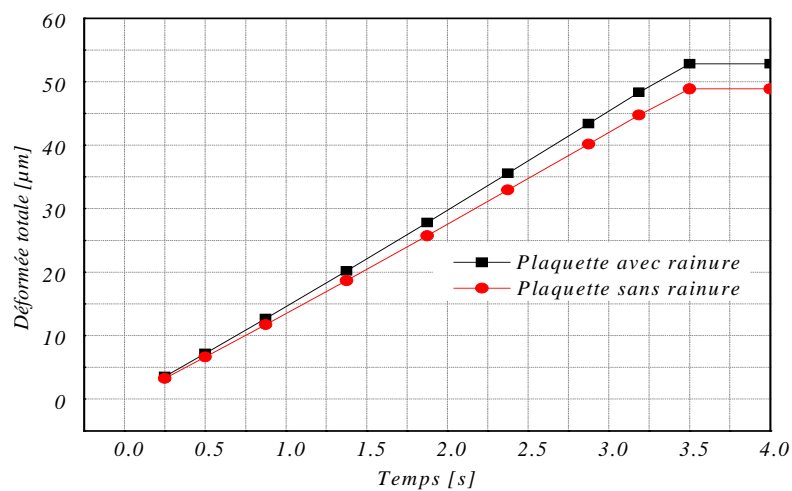


Fig. IV.113: Influence de la rainure sur la variation de la déformée totale.

IV.8 RESULTATS DU CALCUL THERMOELASTIQUE

L'objectif de l'analyse thermoélastique à l'aide du code de calcul ANSYS Multiphysics est de déterminer les niveaux des contraintes et des déformations globales du modèle étudié (disque-plaquette) durant la phase de freinage sous l'effet de la température.

Le problème physique rencontré ici est un couplage de transfert de chaleur (problème thermique) et d'évolution mécanique. Le couplage thermoélastique peut être formulé par un système d'équations aux dérivées partielles et d'équations ordinaires dans un domaine en fonction du temps, en respectant les conditions aux limites.

Sur la figure IV.114 qui représente la distribution issue de code de calcul en 3 D de la température du modèle disque-plaquette, on a choisi l'instant qui correspond à la température maximale $T_{\max} = 346,31$ °C à $t = 1,7271$ [s]. On constate la montée rapide de la température du disque sur les deux pistes de frottement qui amène une augmentation de stockage de chaleur au niveau du zone de contact, on observe que la partie supérieure de la plaquette est totalement refroidie par l'effet de convection à l'air ambiant.

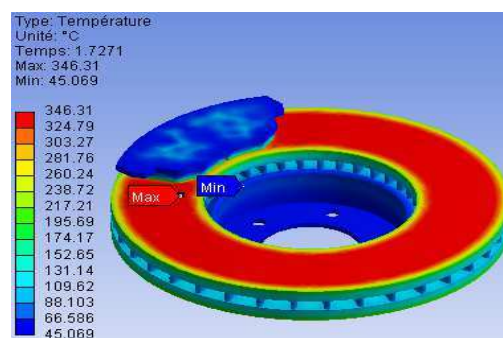


Fig. IV.114: Distribution de la température du disque et plaquettes à l'instant $t=1,7271$ [s].

IV.8.1 Déformée totale et contraintes de Von Mises du modèle

Dans cette partie, on présente une deuxième modélisation mécanique du contact qui tient compte de la température. Le but est de mieux comprendre les déformations totales du disque lorsque celui-ci est soumis à la pression des plaquettes mais aussi aux dilatations induites par les élévations de température.

La figure IV.115 montre les déplacements des nœuds situés sur le rayon moyen et la couronne extérieure du disque. On a une nette différence entre les déformées pour la couronne extérieure et le rayon moyen du disque. Les courbes ont une allure identique (même

comportement). Sous l'effet du serrage du disque, il apparait un phénomène de mise en parapluie qui résulte de l'échauffement des pistes de frottement non-parallèles par rapport à la position initiale.

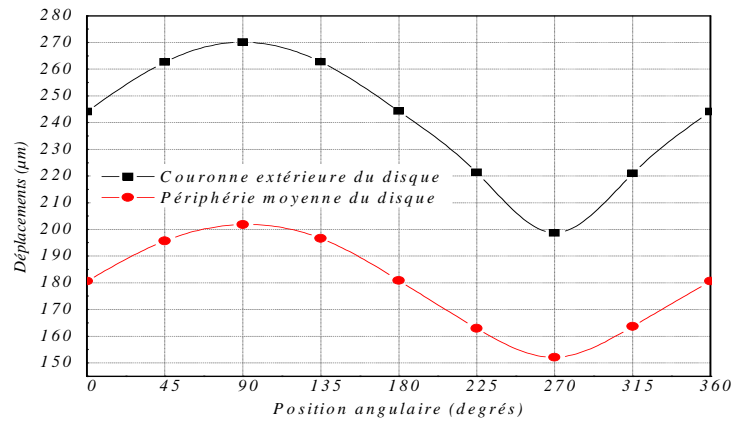


Fig. IV.115: Déplacements du rayon moyen et la couronne extérieure du disque en fonction de la position angulaire à l'instant $t=3,5$ [s].

La variation de déformée totale maximale de la piste de frottement croit linéairement en fonction du rayon du disque comme le montre visiblement la figure IV.116

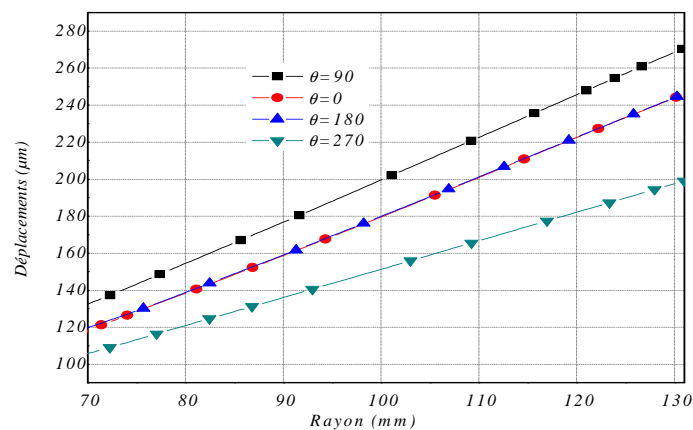


Fig. IV.116: Variation des déplacements de piste en fonction du rayon pour différentes positions angulaires à l'instant $t=3,5$ [s].

Les figures IV.117 et 118 montrent clairement l'écart important entre le modèle mécanique et thermoélastique. La température a une forte influence sur la réponse thermomécanique du modèle.

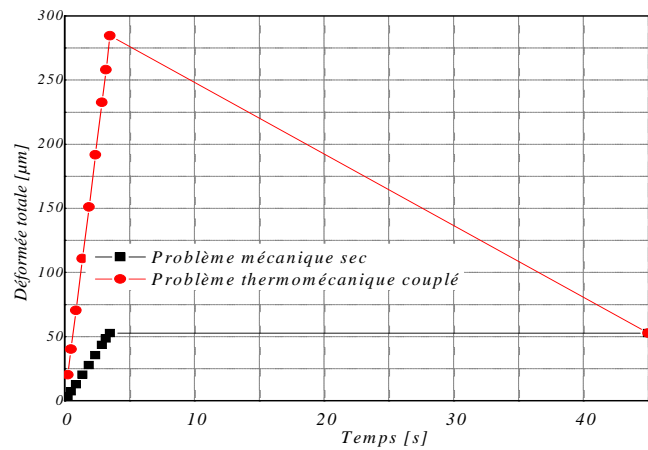


Fig. IV.117: Comparaison pour les résultats des déplacements entre les deux modèles traités

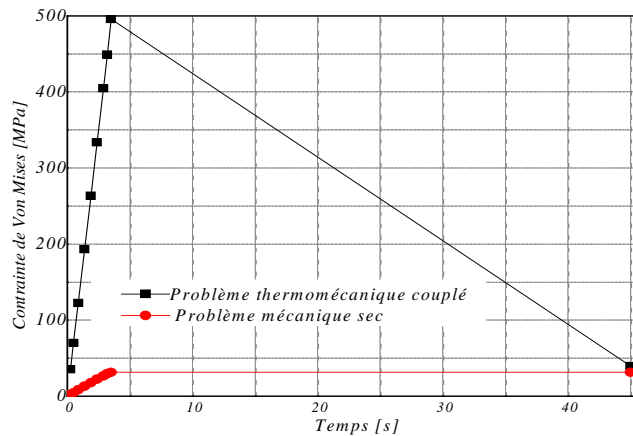
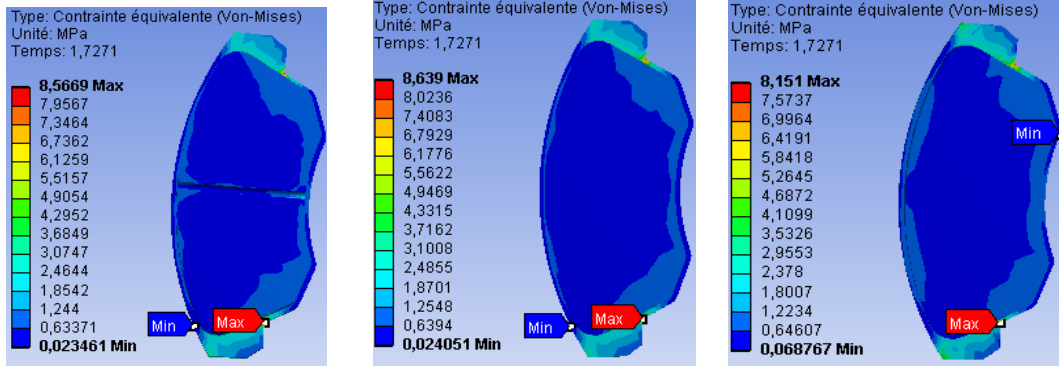


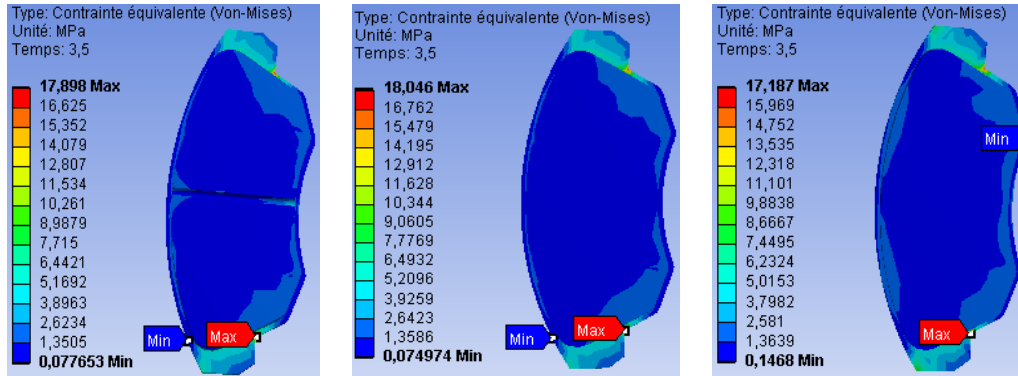
Fig. IV.118: Comparaison pour les résultats des contraintes Von Mises entre les deux modèles traités.

IV.8.2 Champ des contraintes de Von Mises dans la plaquette intérieure

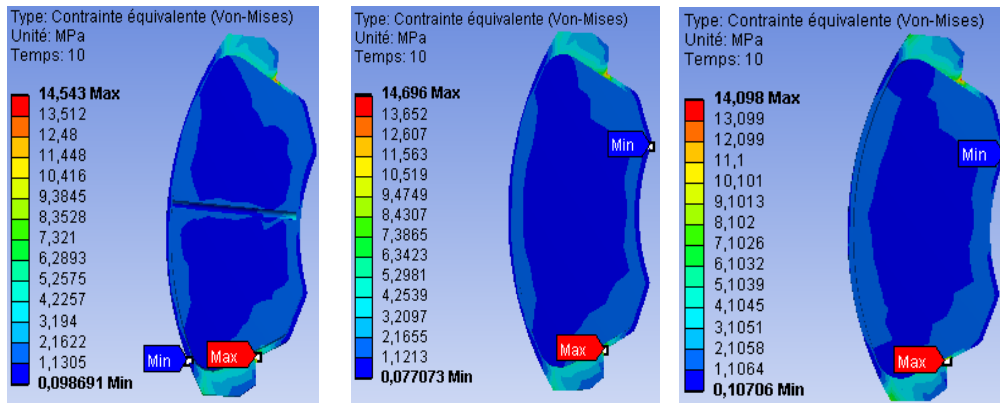
Dans cette partie, on présente l'influence de la rainure dans les plaquettes de frein et le mode de chargement à double piston sur la distribution des contraintes équivalentes de Von Mises. La figure IV.119 montre que la contrainte de Von Mises atteinte par exemple à l'instant $t = 3,5 [s]$ chute d'environ de 1%, lorsque la plaquette comporte une rainure. D'une manière analogue, on observe une diminution des contraintes de 5%, dans le cas du dispositif à double piston. La présence de la rainure et du mode à double piston influent donc positivement sur les contraintes en surface de la plaquette.



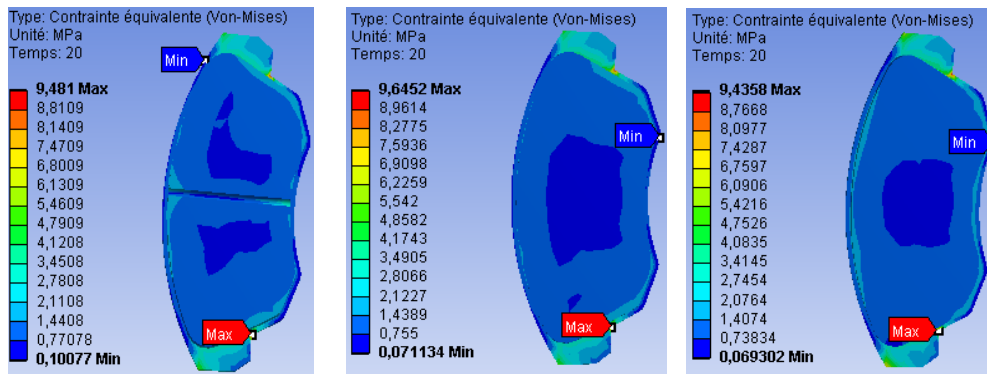
-a- : à l'instant $t = 1,7271 [s]$.



-b- : à l'instant $t = 3,5 [s]$.



-c- : à l'instant $t = 10 [s]$.



-d- : à l'instant $t = 20 [s]$.

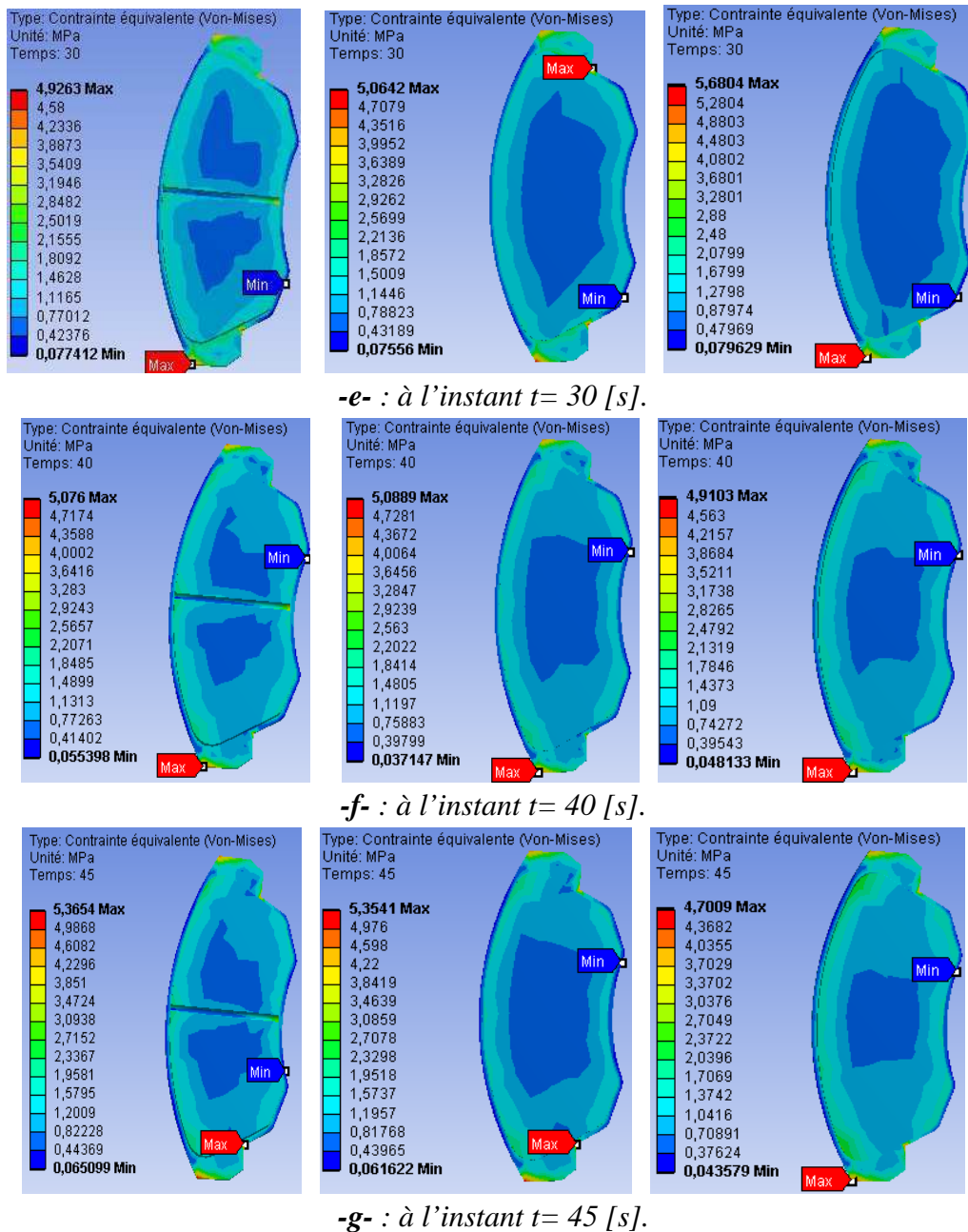


Fig.IV.119 : Distribution des contraintes de Von Mises dans la plaquette intérieure, simple piston (à gauche et au centre), à double piston (à droite).

IV.8.3 Pression de contact

En procédant à des sondages le long des bords inférieurs, supérieurs et du rayon moyen de la plaquette à l'instant $t = 1.7271$ [s] où la température du modèle est maximale ($T = 346.46$ °C), on obtient la variation de la pression de contact en fonction de l'angle de rotation représentée par la figure IV.120. On remarque une symétrie des pressions par rapport à la rainure.

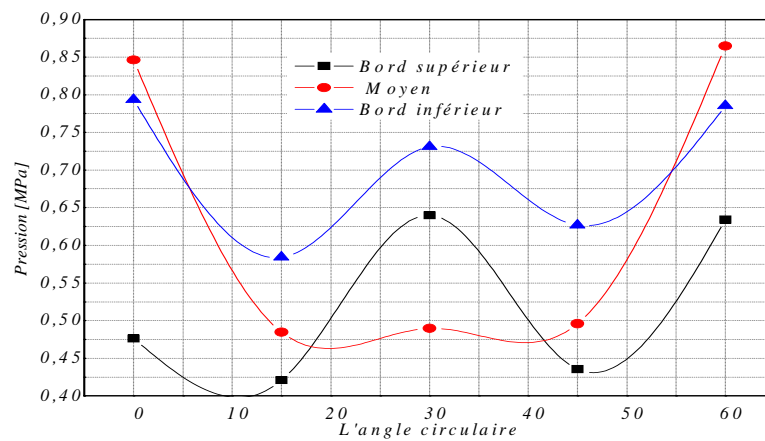


Fig.IV.120 : Distribution de pression de contact le long des bords inférieur, supérieur et moyen de la plaquette à l'instant $t = 1.7271$ [s].

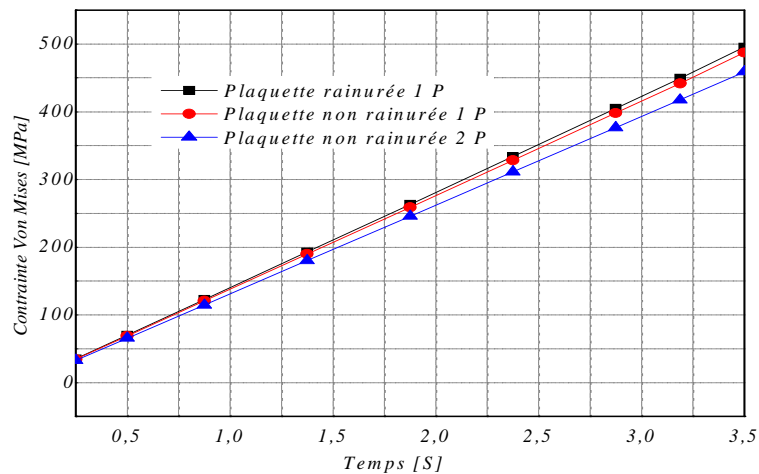


Fig.IV.121 : Variation de contrainte de Von Mises en fonction du temps dans le couplage thermomécanique.

Sur la figure IV.121, on constate que la présence de la rainure influence négativement sur la contrainte sur la surface du disque, contrairement à l'utilisation du dispositif à double piston.

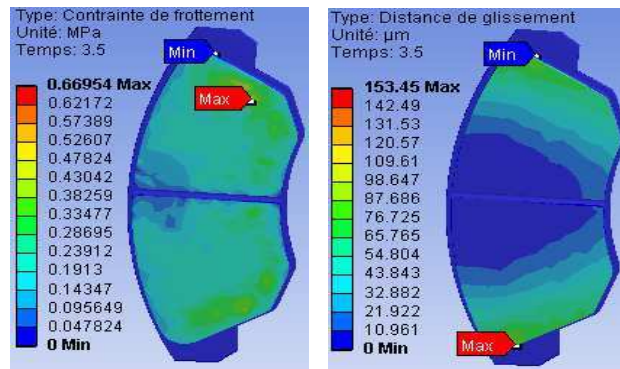


Fig.IV.122 : Contrainte de frottement et distance de glissement de la plaquette intérieure à l'instant $t= 3.5$ [s].

La figure IV.122 montre que les contraintes de frottement et des distances de glissement de la plaquette intérieure sont symétriques par rapport à la rainure et sont maximales sur les bords.

IV.8.4 Déformation du disque

Lors d'une manœuvre de freinage, le température maximale atteinte sur les pistes dépend de la capacité de stockage de l'énergie thermique dans le disque. On constate sur la figure IV.123 que le déplacement maximum se localise sur les pistes de frottement, les ailettes et la couronne extérieure. Ce phénomène s'explique par le fait que la déformation du disque est due à la chaleur (l'effet parapluie) qui peut engendrer un endommagement par fissuration. Dans ce cas, le couplage thermomécanique est assez important. Les gradients thermiques et les dilatations génèrent des contraintes thermiques qui s'ajoutent aux contraintes mécaniques.

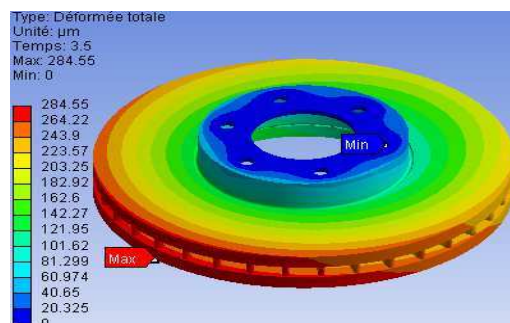


Fig. IV.123: Déformée totale maximale en couplage thermomécanique.

IV.8.5 Effet parapluie

L'échauffement d'un disque de frein provoque un déplacement des pistes de frottement par rapport à l'état initial. Cette déformation est appelée *effet parapluie*, figure IV.124.

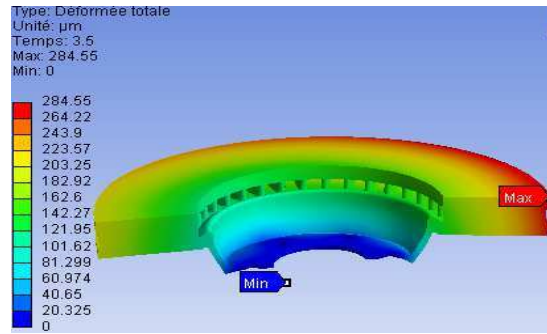


Fig. IV.124: Effet parapluie d'un disque.

La déformée totale maximale se trouve au niveau de la couronne extérieure du disque, elle atteint $284,55 \mu m$ à l'instant $t = 3,5$ s. Une élévation de la pression et donc de la température sur une surface de contact réduite peut créer ce phénomène (déformation due à la chaleur), une fatigue locale du matériau et parfois une fissuration du disque. L'effet parapluie du disque n'est pas souhaité car il a une influence négative sur l'efficacité des freins.

Le fonctionnement correct d'un frein sous l'influence d'une charge thermique est limité par certains phénomènes thermomécaniques tels que :

- la fissuration due au gradient de température sur les pistes de frottement, pouvant causer la rupture du disque,
- la déformation du disque due à la chaleur (l'effet parapluie) qui influence la surface de contact, réduisant ainsi l'efficacité du frein,
- l'usure du disque et des plaquettes de frein,
- l'influence sur l'environnement du disque (les étriers, l'état de l'huile ...).

CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES

L'analyse du comportement thermomécanique des disques de frein est une étape incontournable dans la conception des systèmes de freinage, car la température et les contraintes conditionnent le comportement thermomécanique des matériaux du disque et des plaquettes qui peuvent subir dans des situations critiques de freinage des dommages sévères. Durant la phase de freinage, les températures et les gradients thermiques sont très élevées. Celles-ci génèrent des contraintes et des déformations qui se manifestent par l'apparition de fissures. Ce phénomène n'est pas nouveau dans le domaine des transports ferroviaires, aéronautiques ou automobile. Un nombre important de travaux de modélisation et expérimentaux a été mené ces dernières décennies pour essayer de comprendre les mécanismes de contact sec frottant. La modélisation du contact sec demeure un sujet d'actualité, surtout lorsqu'il s'agit des organes de freinage.

En raison de la sécurité des passagers, la construction optimale des disques de freins est actuellement l'objet de nombreuses études. Le contact disque – plaquettes implique de nombreux phénomènes, tels que l'élévation de la température, l'usure des pièces et les vibrations.

Vu que les essais expérimentaux, bien qu'indispensables avant toute production en série d'un système de freinage, sont relativement coûteux et longs à mettre en place, les constructeurs font appel lors de la phase de conception à la simulation numérique.

Dans ce travail de recherche, on a présenté une modélisation numérique du contact disque – plaquettes en utilisant le code de calcul ANSYS 11.0, basé sur la méthode des éléments finis, pour analyser le comportement sous l'aspect purement thermique et mécanique ainsi que sous l'aspect thermoélastique et pour prédire la tenue en fatigue des pièces en contact glissant.

Dans la première partie de ce travail, on a présenté une simulation numérique de l'écoulement de l'air autour du disque en utilisant le code de calcul CFX (méthode des volumes finis). On a débuté cette étape par le calcul de la valeurs du transfert de chaleur (h) en régime transitoire . Ce paramètre a été exploité pour l'analyse du comportement thermique du disque plein et ventilé pour un freinage d'arrêt du véhicule . On a étudié l'influence de 3 types de fontes (FG 25 AL , FG 20 , FG 15).

D'après les résultats de simulation obtenus , on a pu constater que le système de ventilation joue un rôle non-négligeable dans la réduction de la température du disque dans la phase de freinage.

A travers les résultats des différentes simulations, on a remarqué que la qualité des résultats concernant la répartition de la température est influencée par plusieurs paramètres :

- Paramètres technologiques illustrés par la conception,
- Paramètres numériques représentés par le nombre d'élément et le pas du temps.
- Paramètres physiques exprimés par le type de matériaux.
- Mode de freinage mis en jeu.

Dans la deuxième partie de ce travail, on a présenté une étude purement mécanique du contact entre disque de frein et la plaquette. A l'aide du modèle développée, on a pu examiner la sensibilité de certains paramètres sur les résultats de calcul, qui se résume comme suit :

- Les parties à forte concentration de contraintes se trouvent généralement dans le disque au niveau du bol, les pistes de frottement, les pieds des ailettes. causant des phénomènes mécaniques (fissures radiales, l'usure, rupture,...etc.).
- La vitesse de rotation initiale du disque a une grande influence sur le comportement mécanique.
- L'étrier à double pression constitue le chargement le plus favorable.
- La finesse du maillage augmente la précision de la solution.
- Le bon choix du matériau des plaquettes dépend de son module de Young. Le matériau ayant le plus grand module d'élasticité diminue les contraintes maximales et donne des bons résultats.
- Le choix d'un matériau des plaquettes est dépend d'un bon coefficient de frottement (le plus élevé possible).
- L'augmentation de la vitesse de rotation de disque entraîne la diminution des contraintes équivalentes de Von Mises, les contraintes de cisaillement du disque, et entraîne l'augmentation des contraintes normales du disque et les pressions et contraintes de frottement ainsi la déformée totale des plaquettes
- L'emploi de la fonte grise pour les disques de frein influe positivement sur la contrainte en surface du disque. Elle se distingue par un meilleur comportement mécanique.

- La présence de rainures dans les plaquettes influe défavorablement sur le comportement mécanique d'un système de freinage.
- Les contraintes de Von Mises et les déformations globales du disque et les pressions de contact des plaquettes augmentent d'une manière notable lorsque l'aspect thermique et mécanique sont couplés.
- Les résultats obtenus pour le calcul numérique sont comparable à ceux qu'on trouve dans la littérature spécialisée.

Concernant les perspectives, on peut citer certains axes de recherche :

- Etude expérimentale pour vérifier l'exactitude du modèle numérique développé,
- Etude tribologique et vibratoire du contact disque – plaquettes.
- Etude du contact sec glissant sous l'aspect macroscopique (état macroscopique des surfaces du disque et plaquettes)

BIBLIOGRAPHIE

- [1] SCHMITT. Emmanuelle, GAGNE .Wilfrid. " **Etude sur le freinage automobile** ". Préparation à l'agrégation de mécanique 2002-2003.
- [2] M. AUBLIN, R .BONCOMPAIN ,M .BOULATON,D.CARON,E.JEAY,B. LALAGE, J. REA : " **Systèmes mécaniques – Théorie et dimensionnement** " , 2 ème édition, Editions DUNOD, 2004
- [3] J-J.Carré. "**Technique d'Ingénieur ,Technologie de Freinage ,Frein à Disque** ".BD.4-5574. 11-1993.
- [4] M. Benramdane¹ , Y. Khadraoui¹ et N. Bibi-Triki² " **Analyse de la contribution du transfert thermique des disques tournants (disque de frein) uniformément chauffés** " Département de Génie Mécanique, Faculté des Sciences de l'Ingénieur Université Abou Bekr Belkaïd, Tlemcen, Algérie
- [5] J. Guichard, "**Freinage à très Hautes Performances**, Techniques de l'Ingénieur, B-5580, pp. 1 – 21, 2000. **Le freinage**
- [6] FAUQUERT Gaétan.LE PICHOURON Erwan "**Modélisation et calculs sur un étrier de frein automobile**" Projet CAO - Calculs 2003 Maîtrise IUP GMP option MPC
- [7] "**Etude de positionnement de la branche composants automobiles** " Cahier du CEPI N°9 - API décembre 2000
- [8] Carneiro E.A., Winocq L., Berthaud J. : "**Disc brakes of trucks : a technical innovation for heavy vehicles**", Warrendale SAE, 1992
- [9] Jimbo Y. et al. : " **Development of high thermal conductivity cast iron for brake disc rotor**", Warrendale SAE, pp.22-28, 1990
- [10] Kim S.S., Lee S.H., Lee S.M. :"**Thermomechanical wear mecanism of friction brake**", Proceedings of the international tribology conference, Tokohama, pp.1567-1572, 1995
- [11] Kennedy F.E., Ling F.F. : "**A thermal, thermoelastic and wear simulation of a high-energy sliding contact problem** ", Journal of lubrification Technology, vol.23, pp.276-296,2000
- [12] Tirovic M., Day A.J. : "**Disc brake interface pressure distributions**", Instn.Mech.Engrs., vol.205, pp.137-146, 1991
- [13] <http://seigneurienet.free.fr/travaux/Disquedefreins.htm>

- [14] H.Dittrich et R.Lang. "**Finite Element Analysis of the Thermal Loads Acting on a Passenger Car Brake Disk**". Automobiltechnische Zeitschrift. Vol 86, N° 6,pp,265-269, 1984.
- [15] Michel Houdé. "**Introduction aux phénomènes de transfert**". Université de Technologie Compiègne. France (1994-1998)
- [16] YVES JANNOT. "**Transferts Thermiques**" Ecole des mines Nancy 2009
- [17] PHILIPPE MARTY . "**cours de transferts thermiques conduction et rayonnement**" Université Joseph fourier Grenoble septembre 2001.
- [18] Claude SAINT-BLANQUET. Bernard FOURCHER "**Conduction de la chaleur**" Université de Nantes 2001.
- [19] F. KREITH "**Transmission de la chaleur et Thermodynamique**" Université du Colorado,1967
- [20] Oswald Martin. "**Development of a Methodology for Design and Optimization of Multi-Material Objects for enhanced Thermal Behavior Application: Brake Disk Rotor**" Mechanical Engineering Department College of Engineering & Science Clemson University South Caroline March 12, 2004
- [21] Yves Debard . "**Méthode des éléments finis : thermique Master Modélisation Numérique et Réalité Virtuelle**" Université du Maine *mars 2006*
- [22] K.-J. Bathe - "**Finite element procedures in engineering analysis**", Prentice Hall, 1996.
- [23] K. H. Huebner , E. A. Thornton et T. G. Byron "**The finite element method for engineers**", Wiley,1995.
- [24] R.W.Lewis, K.Morgan, H.Thomas and K.N.Seetharamu "**The finite element method in heat transfer analysis**", Wiley, 1996.
- [25] NGUYEN-TAJAN Thi Mac-Lan"**Modélisation thermomécanique des disques de frein par une approche eulérienne**"Thèse de doctorat de l'école polytechnique-spécialité mécanique des solides , janvier 2002.
- [26] Y. YILDIZ and M. DUZGUN" **Stress analysis of ventilated brake discs using the finite element method** " International Journal of Automotive Technology, Mechanical Department, Faculty of Technical Education, Gazi University, Ankara 06500, Turkey 21 January 2009

- [27] Benoît MAGNAIN "**Développement d'algorithmes et d'un code de calcul pour l'étude des problèmes de l'impact et du choc**" Thèse de doctorat de l'université d'évry –val d'essonne , novembre 2006
- [28] Thomas J. Mackin , Steven C .Noe, K.J .Ball, B.C. Bedell ," **Thermal cracking in disc brakes**" Department of Mechanical and Industrial Engineering, The university of Illinois at Urbana –Champaign. USA September 2000.
- [29] Oder, G.; Reibenschuh, M.; Lerher, T.; Šraml, M.; Šamec, B.; Potrč, I. "**Thermal and stress analysis of brake discs in railway vehicules**" Advanced Engineering 3(2009)1, ISSN 1846-5900
- [30] Nicolas COUDEYRAS "**Analyse non-linéaire des instabilités multiples aux interfaces frottantes : application au crissement de frein** " Thèse de doctorat de l'école centrale de Lyon-spécialité : mécanique, décembre 2009.
- [31] M.M.Mayuram, R.Vasudevan " **Simulation of Thermoelastic Instability in Disc Brakes through Finite Element Programming** " Department of Mechanical Engineering, Indian Institute of Technology Madras. Chennai 600036.(India)
- [32] J.H.Choi, I.Lee " **Finite Element Analysis of Transient Thermoelastic Behaviors in Disk Brakes** " Department of Aerospace Engineering, Korea Advanced Institute of Science and Technology. South Korea July 2003.
- [33] P Hwang, X Wu , Y B Jeon " **Thermal Mechanical coupled simulation of a solid brake disc in repeated braking cycles** " Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology 2009 223: 1041 .Yeungnam University, Gyongsan, Republic of Korea 1May 2009.
- [34] Kim, J. Y. " **Ansys thermal analysis** " 2002 (Teasung S & E Inc., Seoul, Republic of Korea).
- [35] Arpaci, V. S. " **Conduction heat transfer** " 1991 (Ginn Press, Nedham Heights, MA).
- [36] R.Kumar, V.K.Jadon " **Transient Thermoelastic Analysis of Disk Brake using Ansys Software** " Master of Engineering . Department of Mechanical Engineering, Thapar University, Patalia-147004, India , June 2008.
- [37] Y.B.Ko, J.T.Hwang, S.H.Cho, Ch.K.Kim " **The Analysis for Thermal Behaviors of Disc Brakes Using Disc-Pad Contact Model** " Tribology Research Center, Hongik University
- [38] H.Jianmeng, G.Chenghui , T.Xusheng, L.Xiezhao " **Numerical Modeling and Analysis of the Thermal - structure coupling of the Disc Brake** " College of Mechanical

Engineering and Automation, Fuzhou University, Fuzhou 350002, Vol 44 N°02, Feb 2008.

- [39] CHEVEREAU Edouard.COSSON Yves "**Simulation de l'échauffement d'un disque de frein d'une moto de compétition sous Star-CD**"Projet de formation Université de Maine
- [40] Carlos H. Galindo-Lopez " **Evaluating new ways of conducting convective heat dissipation experiments with ventilated brake discs**" Cranfield University, Bedfordshire, MK43 OAL, UK
- [41] ANSYS Analysis User's Manual , Version 11.0
- [42] T. Bouache, A. Bâiri, J.G. Bauzin, N. Laraqi "**Evolution transitoire 3D des températures d'un disque de frein**" Laboratoire d'Energétique et Economie d'Energie, Université de Paris X ; Mai 2006.
- [43] JONATHAN WONG"**Analyse de l'endommagement par fatigue thermique et modélisation du comportement thermomécanique de couples disques-garnitures de type TGV frottantes** " Thèse de doctorat de l'école centrale de Lille-spécialité : mécanique, décembre 2007.
- [44] A. R. Abu Bakar, H. Ouyang and Q. Cao " **Interface Pressure Distributions through Structural Modifications** «Department of Engineering University of Liverpool ,Liverpool .L69 3GH, U.K. 2003