

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
CENTRE UNIVERSITAIRE « SALHI AHMED » DE NAAMA



INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE TECHNOLOGIE

MEMOIRE DE MASTER

Spécialité : Génie Mécanique

Option : Energétique

Intitulé de Mémoire

**Etude numérique du phénomène de freinage
(Tambour de frein)**

Présenté par :

BOUMELIK Tahar

MERABET Mohammed al- Amin

Devant le jury composé de :

Mr.BADAOUI Abdelhamid	MCB	Ctr Univ Naama	Président
Mr. KHATIR Tawfiq	MCA	Ctr Univ Naama	Encadreur
Mr .BELABED Zakaria	MCB	Ctr Univ Naama	Examineur

Année universitaire 2017-2018

Sommaire

Dédicace	
Remerciements	
Liste des figures	
Liste des tableaux	
Nomenclature	
INTRODUCTION GENERALE	02
CHAPITRE I : Généralités sur le système du freinage	
I.1 Généralité	5
I.2.Le système de freinage classique	5
I.3.Structure générale d'un système de freinage	6
I.4.Classification des freins	6
I.4.1.Fonction globale	6
I.5.Exigences en matière d'équipement	7
I.5.1.L'usure	7
I.5.1.1.Les attrapeurs automatiques d'usure des garnitures	7
I.5.2.Système de freinage à récupération	7
I.5.3.Système de frein de stationnement	7
.6. Intégrité du système de freinage	8
I.7.Les Différent modes de freinage	8
I.8.Les freins complémentaires ou ralentisseurs	9
I.8.1.Les ralentisseurs pneumatiques	9
I.8.2.Les ralentisseurs électriques	9
I.8.3.Les ralentisseurs hydrauliques	10
I.9.Les circuits de freinage	10
I.9.1.Conditions à respecter pour les freins	10
I.9.1.1.Conditions d'établissement	10
I.9.1.2.Conditions d'installation	11
I.9.2.Composition double circuit de freinage	11
I.10. Les différents types de frein	11
I.10.1.Les freins à disque	12
I.10.1.1. Les plaquettes	13
I.10.1.2. Les shims	13
I.10.1.3. Phénomènes vibratoires et bruits induits par les systèmes frottants	14
I.10.1.4. Principe de fonctionnement	16
I.10.2. Le frein ABS	16
I.10.2.1. Le principe de fonctionnement	17
I.10.3. Les freins à tambour	18
I.10.3.1. Historique	18
I.10.3.2. La nécessité du frein a tambour	18
I.10.3.3.Définition	19
I.10.3.4.Le principe de fonctionnement	20
I.10.3.5.Différents types des freins à tambour	21
I.10.3.5.a. Frein à tambour Simplex	21
I.10.3.5.b. Frein à tambour Duplex et Duo-Duplex	22

Sommaire

I.10.3.5.c. Frein à tambour Servo et Duo-Servo	23
I.10.3.6. Matériaux pour tambours de frein	23
I.11. La Tribologie	23
I.11.1. Le Frottement	24
I.11.1.1. Causes du Frottement	24
I.11.2. L'usure	24
I.11.2.1. Cause d'usure	25

CHAPITRE II : Etude thermique

II.1. Introduction	27
II.2. Définition	27
II.2.1. Champ de température	27
II.2.2. Gradient de température	28
II.2.3. Flux de chaleur	28
II.3. Modes de transfert de chaleur	29
II.3.1. La conduction	29
II.3.1.1 Résistance thermique	29
II.3.1.2 Les régimes permanents	31
II.3.1.3 Les régimes transitoires	31
II.3.2. La convection	33
II.3.3. Le Rayonnement	36
II.4. Stockage d'énergie	37

CHAPITRE III : La méthode des éléments finis

III.1. Introduction	39
III.2. Modèles éléments finis	40
III.3. Réduction de modèles industriels	41
III.3.1. Méthode de Ritz	41
III.3.2. Troncature modale	41
III.3.3. Réduction de Craig & Bampton	42
III.3.4. Méthode à interface libre	42
III.4. Couplage de mode	43
III.4.1. Couplage thermomécanique	43
III.4.1.1. Couplage faible	43
III.4.1.2. Modèle de comportement thermomécanique	44
III.5. Résolution par la méthode des éléments finis	44
III.5.1. Formulation du problème	45
III.5.2. Stratégie de résolution	45
III.6. La modélisation thermique du problème	45
III.6.1. Equation de la chaleur	46
III.6.2. Forme différentielle	46
III.6.2.1. Les conditions aux limites	

Sommaire

III.6.2.2.La condition initiale à l'instant $t = t_0$	47
III.6.2.3.Forme intégrale faible	48
III.7. Forme discrétisée : éléments finis	48
III.7.1.Représentation élémentaire (ou locale) du champ de températures	48
III.7.2.Représentation globale du champ de températures	49
III.7.3.Partition des degrés de liberté	49
III.8.Discrétisation de la forme intégrale faible	49
III.8.1.Conditions initiales et conditions aux limites	49
III.8.2.Discrétisation de la forme intégrale faible	50
III.9. Formulation de l'équation du flux de chaleur entrant dans le tambour	

CHAPITRE IV : Résultats et Discussions

IV.1.Présentation des logiciels	53
IV.1.1.SolidWorks	53
IV.1.2.ANSYS.....	54
IV.2.Modélisation et mise en œuvre de la simulation numérique dans ANSYS	54
IV.2 .1.Description du problème	54
IV.2.2.Modélisation dans ANSYS	57
IV.3.Influence du matériau sur le système de freinage.....	58
IV.3.1.Tambour simple d'aluminium (Alliage 1060)	
IV.3.1.1. Distribution du champ de température dans le cas du matériau Aluminium Alliage 1060	58
IV.3.2.Tambour simple en matériau fonte malléable	62
IV.3.2.1. Distribution du champ de température dans le cas du matériau fonte malléable.....	63
IV.3. 3.Comparaison entre les résultats de tambour en Fonte malléable et en Aluminium.....	65
IV.4.Influence de la masse sur le système de freinage	65
IV.4.1. Distribution du champ de température dans le cas la masse = 11870 kg	65
IV.4.2.Distribution du champ de température dans le cas la masse = 25750 kg.....	66
IV.4.1.3. Comparaison entre les résultats de tambour en Fonte malléable avec deux masses différents (Chargé et non chargé)	68
IV.5.Influence de la forme de tambour sur le système de freinage.....	68
IV.5.1. Distribution du champ de température dans le cas d'un tambour simple	69
IV.5.2. Distribution du champ de température dans le cas d'un tambour avec ailette	71
IV.5.3. Distribution du champ de température dans le cas d'un tambour avec ruine	
CONCLUSION.....	75
REFERENCE BIBLIOGRAPHIQUE.....	77

LISTE DES FIGURES

LISTE DES TABLEAUX

I.1 Généralité

Un frein est un système permettant de ralentir, voire d'immobiliser, les pièces en mouvement d'une machine ou un véhicule en cours de déplacement. Il existe plusieurs types de freinages, mais la plupart transforment l'énergie cinétique en énergie thermique, qu'il faut dissiper le plus rapidement possible. D'autres systèmes convertissent l'énergie cinétique en une autre énergie (très souvent électrique), appelé freinage régénératif sur véhicule électrique.

Le système de freinage ou de friction de son importance des applications, comprend un circuit de commande pour faire fonctionner plusieurs dispositifs. Le circuit de contrôle comprend l'invention qui concerne des dispositifs conçus pour améliorer le confort de conduite, la sécurité et réduire les opérations de maintenance, 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.

Dans un système de freinage, on distingue deux parties :

- Partie commande
- Partie opérative.

I.2. Le système de freinage classique

Quand le conducteur appuie sur la pédale de frein il actionne le maître-cylindre qui est un système piston cylindre rempli d'huile provenant d'un réservoir d'huile spécial frein, alors il y crée une pression à la sortie du maître-cylindre [1].

Cette pression est transmise aux freins (tambour ou disque) par l'intermédiaire d'un circuit hydraulique (figure. I.1)

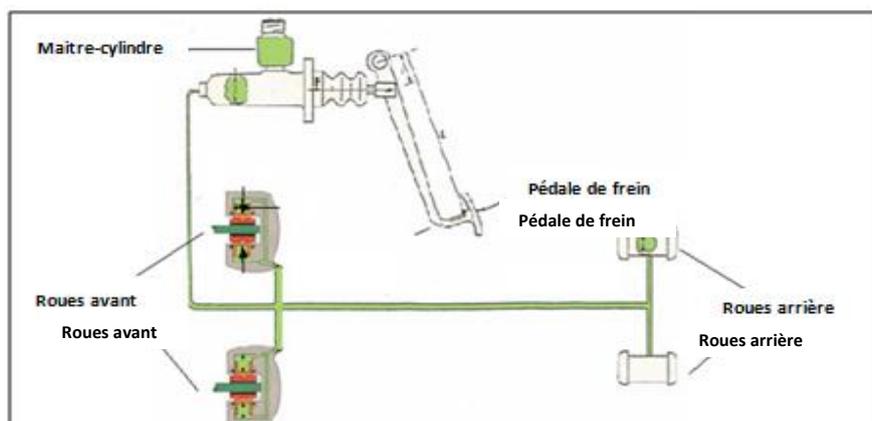


Fig. I.1 Système de freinage classique

I.3. Structure générale d'un système de freinage

La structure ci-dessous (Figure. I.2) 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 [2].

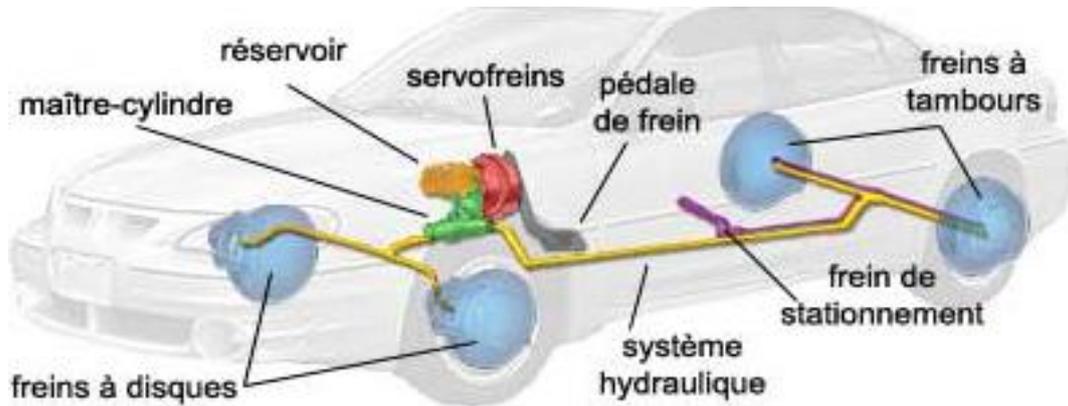


Fig. I.2. Schéma structure générale d'un système de freinage [2]

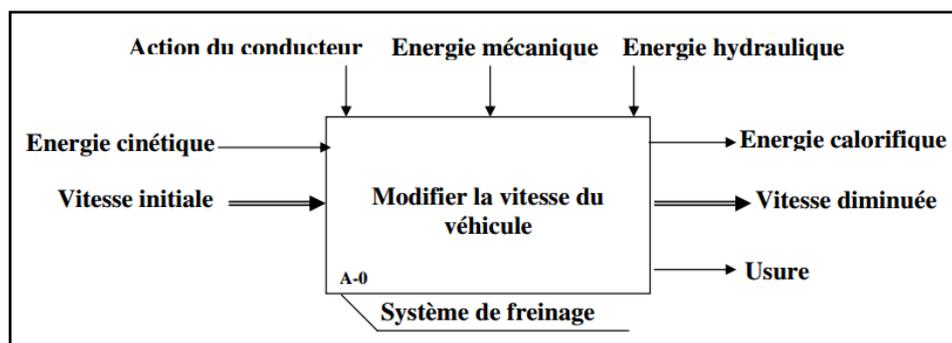
I.4. Classification des freins

Les freins peuvent être classés en suivant deux paramètres :

D'après la forme de l'organe de friction utilisé :

- Frein à sabots (rotor cylindriques ou rotor à gorge),
- Freins coniques (rotor conique ou rotor à gorge),
- Frein à enroulement (ou à bandes) (rotor cylindriques),
- Frein à mâchoires (rotor-tambour cylindrique),
- Frein à disques (cas particulier des freins coniques d'angle au sommet égale à 180°).

I.4.1. Fonction globale



I.5.Exigences en matière d'équipement**I.5.1.L'usure**

L'usure des garnitures de tous les freins de service doit être signalée au moyen :

- De dispositifs visuels ou sonores qui signalent au conducteur qu'il est temps de remplacer les garnitures;
- De dispositifs permettant de vérifier le degré d'usure des garnitures, par l'extérieur ou par le dessous du véhicule, et qui font appel à des outils ou à l'équipement normalement fournis avec le véhicule. À cette fin, il est permis de déposer les roues.

I.5.1.1.Les attrapeurs automatiques d'usure des garnitures

Les attrapeurs d'usure des garnitures doivent fonctionner tout au long des essais. Les attrapeurs peuvent être réglés manuellement ou par d'autres moyens, selon les recommandations du fabricant, seulement au début de l'essai routier.

I.5.2.Système de freinage à récupération

Dans le cas d'un véhicule électrique équipé du système RBS, le RBS est considéré comme une partie du système de frein de service s'il est activé automatiquement par l'application de la commande du frein de service, si le conducteur ne dispose d'aucun moyen pour le débrancher ou le désactiver, et s'il peut être activé quelle que soit la position de la boîte de vitesses, y compris le point mort.

Dans le cas des véhicules électriques où les systèmes ABS et RBS font partie du système de frein de service, le système ABS doit commander le système RBS.

I.5.3.Système de frein de stationnement

Une commande au pied (pédale) doit servir à actionner les freins de service. La commande du frein de stationnement doit être indépendante de la commande des freins de service. Il peut s'agir d'une commande à main ou au pied

Dans le cas des véhicules munis de dispositif de frein antiblocage, il est interdit d'installer une commande manuelle pour rendre inopérant, soit partiellement, soit complètement, le système ABS.

Le système de freinage doit être :

- **Efficace** : pour un ralentissement dans un temps et distance minimum
- **Contrôlé** : pour une conservation de la trajectoire définie par le conducteur
- **Précis** : pour répondre proportionnellement à l'effort de conducteur
- **Assistée** : pour une mise en action supportable

I.6. Intégrité du système de freinage

Tout véhicule doit pouvoir satisfaire à toutes les exigences d'efficacité indiquées dans le présent DNT la présente norme sans :

Qu'il n'y ait séparation ou rupture d'un élément du système de freinage, par exemple des ressorts de frein, des garnitures de disques ou des segments de frein, sauf des fissures mineures qui ne compromettent pas la fixation des surfaces de frottement. Tous les éléments mécaniques du système de freinage doivent être en parfait état et doivent fonctionner correctement.

Les déchirures des garnitures de frottement (détachement complet des garnitures) ne doivent pas dépasser 10 p. 100 de la surface de l'élément de frottement. Qu'il n'y ait de trace visible de liquide de frein ou de lubrifiant sur les surfaces de frottement des freins, ni de fuites aux joints d'étanchéité, aux orifices de remplissage ou aux couvercles des réservoirs des maîtres-cylindres ou des unités de servofrein.

Le système de freinage doit permettre :

- Le ralentissement du véhicule (législation : système principal décélération de 6 m/s^2)
- L'immobilisation du véhicule (législation : système de secours décélération de 2 m/s^2)

I.7. Les différents modes de freinage

Le simple ralentissement est assuré par les efforts résistants tels que :

- La résistance à l'air
- La résistance au roulement
- La résistance aux frottements, à la compression dans les cylindres

I.8. Les freins complémentaires ou ralentisseurs

I.8.1. Les ralentisseurs pneumatiques

Le premier ralentisseur pneumatique obligatoire sur tout véhicule est le ralentisseur sur échappement à pied. Différents dispositifs de freins complémentaires basés sur les décalages de soupape ou agissant sur les échappements des chambres moteur apparaissent chez les différents constructeurs de camions

L'efficacité des ralentisseurs complémentaires pneumatiques dépend beaucoup du régime moteur (ceci est d'autant plus difficile que les plages de régime moteur varient d'un constructeur à l'autre) ; le conducteur se trouve en permanence confronté à deux stratégies contradictoires à savoir :

- Avoir des tours moteurs pour améliorer l'efficacité de ralentissement,
- Diminuer les tours moteurs pour diminuer la consommation de gas-oil.

I.8.2. Les ralentisseurs électriques

Ce type de ralentisseur se rajoute sur le véhicule et agit sur l'arbre de transmission. Il se commande par « plots ». Le plus connu d'entre eux est le TELMA. La commande s'effectue à l'aide d'une poignée au niveau du volant. L'utilisation de cet équipement doit se faire dans un régime moteur où le risque de calage moteur est limité.

En freinage d'urgence, un violent passage au dernier plot et notamment sur route mouillée peut provoquer un glissement du véhicule. Le principal inconvénient est sa perte d'efficacité due à la montée en température lors d'utilisation fréquente.

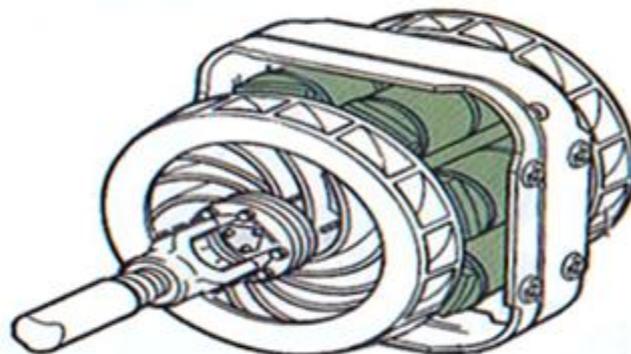


Fig .I.3 Ralentisseurs électriques

I.8.3. Les ralentisseurs hydrauliques

Deux types de ralentisseurs hydrauliques sont couramment utilisés et ont comme avantage principal leurs capacités à dissiper l'énergie de freinage. Un premier ralentisseur hydraulique sur boîte de vitesse ZF se nomme intarder.

Son principe est le freinage d'une hélice de boîte de vitesse par pression hydraulique. Nous reconnaissons le dispositif par la présence d'un important refroidisseur de boîte.

Pour les autres boîtes de vitesse, le ralentisseur utilisé est de type VOIGT connecté sur la transmission (en sortie de boîte). Il est constitué d'une hélice frappée par un fluide sous pression en sens opposé à la rotation. Ce sont de loin les dispositifs de freins complémentaires les plus efficaces. [4]



Fig .I.4. Ralentisseurs hydrauliques

I.9. Les circuits de freinage

Le frein de service : Il agit, avec une action identique sur toutes les roues d'un même essieu. Il doit répartir l'action entre les essieux Le flexible jaune envoie la pression de freinage à la valve de frein de remorque.

C'est l'action de la pédale de frein Le frein de stationnement. Il maintient le véhicule en position freinage mécanique Le frein automatique ou rupture. Il immobilise la remorque non raccordée par blocage des freins. Il est libéré par la pression envoyée par le tracteur dans le flexible rouge. Il peut être libéré par une action volontaire sur la commande secours située généralement sur le côté droit de la remorque.

I.9.1. Conditions à respecter pour les freins

I.9.1.1. Conditions d'établissement

L'énergie de charge à freiner est un ennemi qu'il faut réduire le plus possible. Un frein ne doit pas demander de trop gros efforts de commande ; on doit pouvoir le commander avec

la progressivité et l'instantanéité que demandent les circonstances. En raison du travail considérable fourni par les appareils, on doit s'assurer que l'échauffement des parties frottant n'est pas trop grand.

I.9.1.2. Conditions d'installation

Les rotors de frein doivent être installés, autant que possible sur l'arbre de commande (arbre tournant à grande vitesse), si cet arbre est susceptible de se déplacer sur l'arbre intermédiaire le plus voisin, afin de diminuer l'effort tangentiel, c'est-à-dire travailler avec un couple minimal. Les freins doivent être accessibles pour faciliter leur entretien. La disposition du frein doit être telle que les calories dégagées lors de son fonctionnement soient facilement évacuées.

I.9.2. Composition double circuit de freinage

- Un maître cylindre tandem
- Deux réservoirs
- Deux pistons, primaires et secondaires
- Deux réseaux de canalisation indépendants

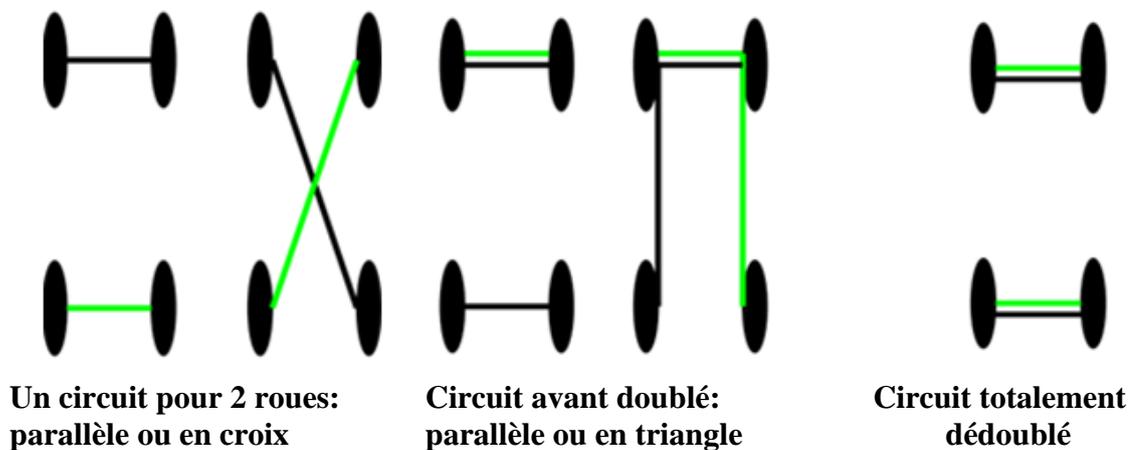


Fig .I.5. Composition double circuit de freinage

I.10. Les différents types de frein

En mécanique automobile il existe deux types de freins : les freins à tambour et les freins à disque.

I.10.1. Les freins 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 (Figure. I.6) 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.

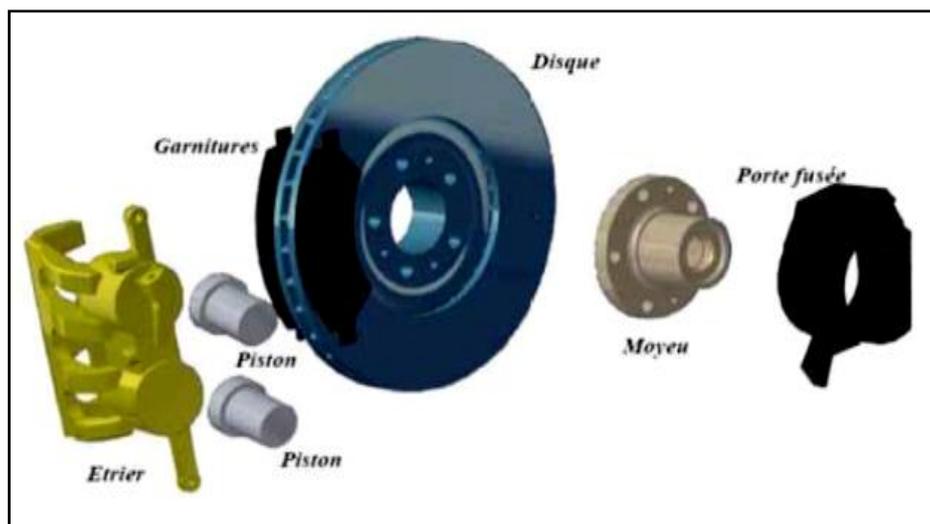


Fig. I.6. Les composants de frein à disque

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 [2]. La figure suivante présente deux modèles de freins à disque :



a / Frein à disque automobile

b / frein à disque aéronautique

Fig. I.7. Frein à disque

I.10.1.1. Les plaquettes

Les plaquettes sont composées de plusieurs éléments et de différents matériaux. Une plaquette se compose toujours d'un matériau d'usure appelé garniture, fixé sur un support ou encore backplate, qui lui est rigide et résistant à l'usure.

La rigidité de cette backplate doit permettre la transmission et la répartition de l'effort transmis par le piston, c'est pourquoi cette pièce est faite d'acier ou parfois d'aluminium pour des raisons d'allègement. La garniture est elle l'élément d'usure du système, c'est donc les plaquettes qu'il faudra remplacer avant les disques sur un système de freinage.

Des exigences en matière d'efficacité et de sécurité sont requises pour ces garnitures. Elles doivent assurer une bonne tenue thermomécanique et un coefficient de frottement élevé et constant quelles que soient les conditions (température, vitesse, pression, humidité, état de surface, corrosion,...). Sa rigidité est bien plus faible que celle de la backplate (de l'ordre de quelques GPa). On peut trouver dans sa composition jusqu'à 25 matériaux différents.

I.10.1.2. Les shims

Le shim se compose d'un assemblage de couches métalliques et viscoélastiques. De faible épaisseur, le shim est une cale placée au dos des plaquettes entre la backplate et le piston ou le boîtier (dans le cas d'un système à étrier flottant). L'assemblage du shim à la plaquette est généralement réalisé par collage mais peut également se faire de manière mécanique Fig.I.8. L'action principale de ces shims est d'amortir les vibrations du système de freinage qui sont à l'origine du phénomène de crissement.



Fig.I.8. Illustration d'un shim assemblé de manière mécanique au dos d'une plaquette

Cette section nous a permis d'avoir une vue globale des technologies aujourd'hui maîtrisées par les constructeurs automobiles afin de concevoir un système de freinage économique, efficace et sécuritaire. Cela dit, dans une optique qui relève purement de la qualité perçue, ce type de système est sujet à de nombreux phénomènes vibratoires non-linéaires à l'origine de différentes nuisances sonores pour le client. La suite de ce chapitre présentera les principaux phénomènes vibratoires et les bruits induits par ce type de système.

I.10.1.3. Phénomènes vibratoires et bruits induits par les systèmes frottants

Comme expliqué précédemment, le principal mécanisme mis en jeu par les systèmes de freinage est la conversion d'énergie cinétique en chaleur par le biais d'un système frottant. Cependant, une partie de cette énergie est dissipée sous la forme de vibrations. Compte tenu de la complexité du système, tant par l'important nombre de ses composants, ou encore leurs propriétés matérielles et les non-linéarités qui leurs sont associées, son comportement dynamique est propice à un certain nombre d'instabilités vibratoires conduisant à l'émergence de nuisances sonores au cours du freinage. L'objectif de cette section est de présenter les instabilités vibratoires et les nuisances sonores classiquement observées sur les systèmes de freinages.

De nombreux articles ont été publiés sur les différents bruits générés par le freinage. Akay en a fait la synthèse et classe ces bruits en fonction de la fréquence et de leur intensité sonore. Ces nuisances peuvent être liées à des vibrations forcées ou encore auto-entretenues. On propose une présentation des principaux phénomènes observés sur les véhicules automobiles.

Les **trépidations** (judder) sont liées aux défauts d'épaisseur du disque. Cela entraîne avec la rotation de ce dernier une variation de l'effort de frottement lors du freinage.

La fréquence de cette perturbation est donc proportionnelle à la vitesse de rotation du disque. Une autre manière de voir apparaître ce phénomène est l'apparition de points chauds à la surface du disque. Ces points chauds entraînent également des variations de l'effort de frottement. Ce phénomène entraîne des vibrations à des fréquences inférieures à 500Hz qui sont ressenties par le conducteur à travers la pédale de frein, le volant ou encore le plancher du véhicule.

Le **broutement** (groan) est observé à des basses fréquences, souvent inférieures à 100Hz. Cette instabilité s'explique par le phénomène d'adhérence glissement ou *stick-slip*.

Le coefficient de frottement dépend de la vitesse de glissement entre le disque et les garnitures. L'alternance des phases où les garnitures adhèrent au disque puis glissent entraîne des mouvements de corps rigides des éléments du système transmettant des vibrations à la structure du véhicule qui sont perçues par le conducteur.

Le **crissement** (squeal) résulte de vibrations auto-entretenues à haute fréquences (supérieures à 1kHz). Le bruit associé atteint des niveaux très élevés (120dB). Les vibrations se propagent dans l'air plutôt que via la structure du véhicule. Un système de freinage peut en général crisser à un nombre distinct de fréquences.

Ces fréquences restent constantes malgré l'évolution de la vitesse ou encore la pression de freinage. Le crissement peut être expliqué par le phénomène de couplage modal (ou mode lock-in) qui est dû à une instabilité des forces de frottement à l'interface disque/plaquettes.

Les principales instabilités ont été présentées mais une cartographie de l'ensemble de celles-ci peut être observée sur la figure 1.9. On peut distinguer deux grandes familles d'émissions à basses (<1000Hz) et hautes fréquences (>1000Hz). Dans la suite de ce manuscrit, on présentera les résultats d'une étude numérique sur le crissement, instabilité à haute fréquence, qui correspond à la bulle *HF Squeal* sur cette figure.

Même si ces émissions et bruits sonores n'ont aucun impact sur l'efficacité du freinage, elles représentent un enjeu majeur chez les constructeurs afin d'améliorer la qualité perçue des véhicules.

De plus, la constatation de ce type d'émissions est aujourd'hui une étape tardive du cycle de développement des systèmes de freinage, ce qui engendre de nombreuses itérations de préconception suivies de campagnes d'essais de validation.

Ce processus représente un coût non négligeable et un fort intérêt économique se fait ressentir quant au développement de méthodes numériques adaptées à la modélisation de ce type de phénomène. Cela permettrait de traiter ces problématiques en amont dans la phase de développement. C'est pourquoi, on décrira dans la section suivante, différentes modélisations des mécanismes à l'origine du crissement, qui ont pu être proposées par la communauté scientifique, pour laquelle l'étude du phénomène de crissement a su susciter au fil des années un véritable intérêt.

I.10.1.4. Principe de fonctionnement

Le frein à disque est un système utilisant un disque, fixé sur le moyeu de la roue, et des plaquettes, venant frotter de chaque côté du disque. Les plaquettes sont maintenues dans un étrier (frein fixe) ou une chape (frein coulissant), fixés au véhicule. Un ou plusieurs mécanismes poussent sur les plaquettes, en général un ou plusieurs pistons soumis à une pression hydraulique (véhicules de tourisme, commerciaux, poids lourds) ou à un mécanisme lui-même actionné par un actionneur pneumatique (frein de semi-remorque). L'effort ainsi généré provoque le serrage puis le frottement des plaquettes sur le disque. La force de frottement entre les plaquettes et le disque crée le couple de freinage mais aussi de la chaleur, qui doit être évacuée le plus rapidement possible pour éviter une déformation (voire une destruction) du disque.

I.10.2. Le frein ABS

Le système ABS « Anti -Locke Brake System» se définit comme un système qui permet d'éviter le danger d'instabilité lors du freinage brusque face à un obstacle.

L'objectif principal de l'ABS est:

- D'éviter le blocage des roues lors d'un freinage excessif durant une manœuvre de freinage
- Permettre de garder le véhicule manœuvrable lors d'un freinage d'urgence et de réduire la distance de freinage.

L'Anti Blockier System (abrégé en ABS), l'antiblocage de sécurité (terme recommandé en France), le système de freinage Antiblocage ou les freins Antiblocage, est un système d'assistance au freinage et utilisé sur les véhicules roulants, empêchant les roues de se bloquer pendant les périodes de freinage est utilisé pour éviter aux roues d'être bloquées près freinage.[5]

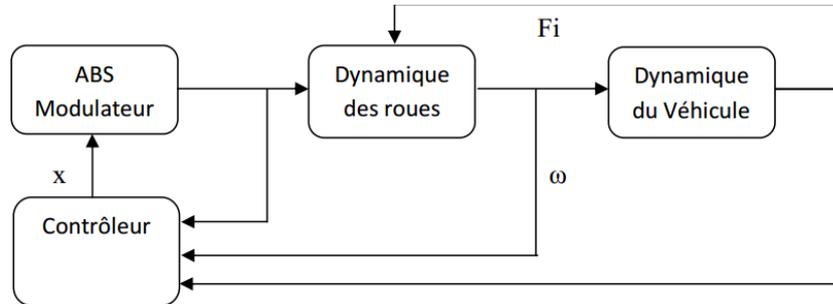


Fig. I.9. Schéma de l'ABS [6]

1.10.2.1. Le principe de fonctionnement

Est un simple : un calculateur électronique gère un bloc d'électrovannes sur le circuit de freinage et surveille individuellement la rotation de chacune des roues à l'aide d'un capteur implanté sur chacune d'elles. Si le calculateur détecte le blocage (ralentissement significatif par rapport aux autres roues) d'une roue, le frein de celle-ci est relâché immédiatement (sans que le conducteur n'ait à modifier son action sur la pédale de frein).

Le calculateur va permettre la pression de freinage la plus forte possible tout en évitant un blocage des roues.

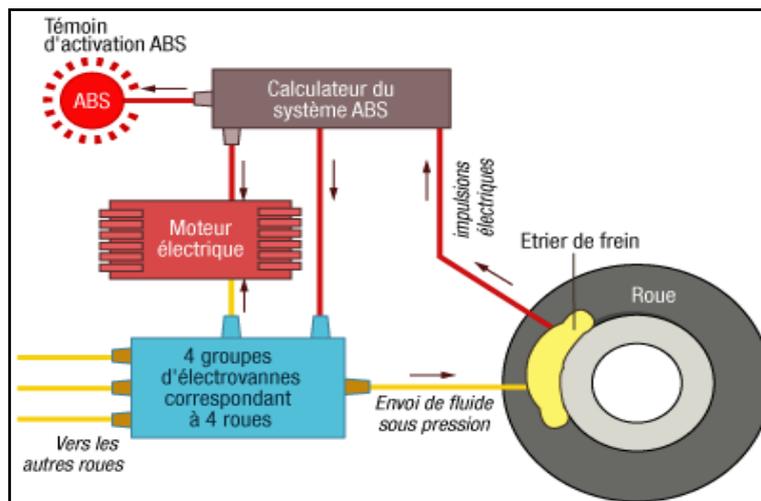


Fig.I.10. Le system ABS

1.10.3. Les freins à tambour

I.10.3.1. Historique

Les freins à tambour ont d'abord été utilisés dans l'automobile puis dans l'aviation. Du fait du manque de résistance de ceux-ci à l'échauffement et des risques de blocage, les avions ont assez rapidement évolué vers les freins à disque.

Les automobiles ont évolué vers les freins à disque au travers de la compétition qui a eu besoin de freins plus puissants et plus performants que les automobiles « grand public » de l'époque. Aujourd'hui, la plupart des automobiles sont équipées de freins à disque au minimum sur les roues avant. Le frein à tambour mécanique a été inventé dans les années 1900. Le système de freinage de cet époque implique le frottement d'une bande " souple en acier inoxydable, enroulée autour d'un tambour sur l'essieu arrière ".

Lorsque le conducteur engage le frein, le groupe exerce une pression sur le tambour et la machine s'arrête. Les premiers freins à tambour étaient externes. Cela a été un problème parce qu'ils ont été exposés aux intempéries et ils avaient une faible durée de vie, de ce fait les freins devaient être remplacés assez souvent. Ce problème a été résolu en mettant les patins de frein, la partie qui applique une pression pour ralentir la voiture, à l'intérieur du tambour.

En 1918, le frein à tambour hydraulique a été inventé par Malcolm Lougheed. Ce système utilise un fluide hydraulique pour appliquer une pression pour arrêter la voiture. La chaleur est accumulée et ne possède pas de façon efficace à se dissiper, et ensuite ça peut provoquer la déformation du tambour ce qui implique aussi les vibrations.

Un changement des systèmes de freinage, freins antiblocage est un dispositif de sécurité qui empêche le blocage des roues. Les capteurs de vitesse de la voiture permettent de déterminer si une roue est sur le point de fermer. Ensuite, un mécanisme limite ou réduit l'effort de freinage de cette roue. Cela permet au conducteur de garder le contrôle de la voiture et l'empêche de se mettre en vrille [8].

I.10.3.2. La nécessité du frein a tambour

Le principal avantage du frein à tambour est son prix. Il est beaucoup moins cher de le fabriquer qu'un frein à disque. C'est pourquoi il équipe surtout les voitures à bas prix et les petites voitures. Pour ce dernier, le frein à tambour est parfait car l'énergie à dissiper est plus faible à cause de la légèreté de la voiture. Le frein à tambour a aussi un avantage souvent oublié: c'est un excellent frein de stationnement.

I.10.3.3.Définition

Un frein à tambour est un système de freinage constitué d'une cloche (le tambour), à l'intérieur de laquelle se trouvent au moins deux mâchoires munies de garnitures. Leur fonction est de s'écarter grâce à des cames ou des pistons qui provoquent le frottement de la garniture dans le tambour.

Ces cames sont actionnées par une commande mécanique (câble, tirant) et les pistons sont actionnés par une commande hydraulique, par rapport au frein à disque caractérisé par sa progressivité. Le frein à tambour a tendance à freiner en tout ou rien, car lorsque les mâchoires sont écartées, elles se trouvent "aspirées" par le tambour. Lorsque le frein à tambour est puissant, il provoque facilement des blocages de roues dangereux pour la stabilité du véhicule

Les déformations des tambours et leur faible endurance à l'échauffement entraînent la disparition progressive de ce type de frein sur les véhicules récents. De plus, les freins à disques engendrent moins d'effet gyroscopique particulièrement préjudiciable en motocyclette. C'est la raison pour laquelle la plupart des véhicules, surtout les véhicules à deux roues, sont maintenant équipés de freins à disque. Les éléments et équipement frein à tambour sont présentés dans la figure suivante :

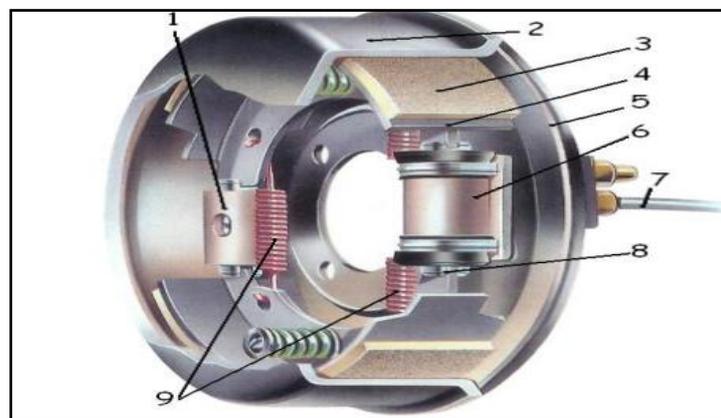


Fig.I.11.Frein à tambour

1. Dispositif de réglage manuel	6. Cylindre récepteur
2. Tambour	7. Tuyauterie
3. Garniture	8. Piston
4. Segment	9. Ressort de rappel
5. Plateau	

I.10.3.4. Le principe de fonctionnement

Ces freins sont utilisés en construction automobile sur les essieux arrière de la plupart des voitures et sur les essieux avant. Un bon frein doit être capable de réaliser des distances de freinage les plus courtes possibles, grâce à un temps de réponse minimal et par une bonne répartition de la force de freinage en fonction de la répartition de la charge dynamique sur les roues.

Les freins à tambour et mâchoires intérieures, appelées aussi segments, existent en plusieurs versions (fig. I.12). Les segments sont dits comprimés lorsque l'effet du frottement augmente le couple de basculement sur la mâchoire, donc le couple de freinage, tirés lorsque l'effet du frottement diminue ce couple [9]



Fig.I.12. Montage d'un frein à tambour

Le tambour est entraîné par la rotation de la roue. Les mâchoires, situées à l'intérieur de ce tambour, sont liées par un ressort de rappel qui les empêche, quand le conducteur n'appuie pas sur la commande de freinage, d'entrer en contact avec le tambour ces mâchoires sont recouvertes d'une garniture composée d'un matériau de friction.

Une fois que le frein est actionné, le piston vient pousser les mâchoires qui pivotent et entrent ainsi en contact avec le tambour en rotation, ce qui a pour action de ralentir le véhicule. C'est le ressort de rappel qui, en fin de freinage, permet d'éviter le blocage des roues en décollant les mâchoires du tambour. Lorsque le conducteur appuie sur la pédale de frein, le flux d'huile (liquide de frein) arrive au cylindre de roue. Les pistons se déplacent et viennent appliquer les garnitures sur le tambour.

En tournant le tambour à tendance à entraîner les segments. Un segment va s'arc-bouter sur son appui, ce qui augmente le freinage : c'est le segment primaire ou comprimée (P). L'autre segment a tendance à prendre moins d'appui sur le tambour : c'est le segment secondaire ou tendue (S). Au moment du freinage, le segment primaire vient s'arc-bouter sur son appui, ce qui augmente le frottement et donc le freinage.

Au contraire, le segment secondaire a tendance à être repoussé et donc à prendre moins d'appui sur le tambour. Le frottement est moins important et donc le freinage plus faible.

Une usure plus prononcée de la garniture sur le segment comprimé sera tout à fait normal.

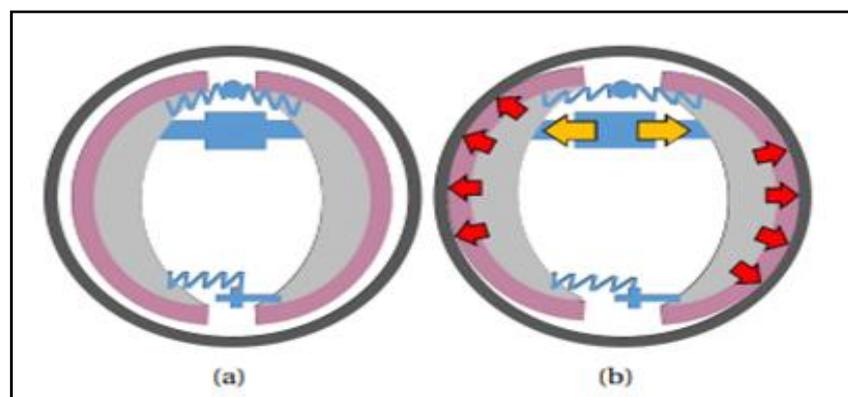


Fig.I.13. Fonctionnement d'un frein à tambour, au repos (a) et lors du freinage (b) [10]

Les freins Simplex et Servo peuvent se monter sur les essieux avant ou arrière. Par contre, les freins Duplex. Ne se montent que sur l'essieu avant et seulement exceptionnellement sur l'essieu arrière. Le coefficient d'efficacité du frein est le rapport entre l'effort tangentiel sur le tambour et la poussée produite par le cylindre de roue. Il dépend du type de frein et du coefficient de frottement de la garniture. Pour un coefficient de frottement $\mu = 0,4$, il vaut 5,5 pour le frein Servo, 3,3 pour le frein Duplex et 2 pour le frein Simplex [8].

I.10.3.5. Différents types des freins à tambour

I.10.3.5.a. Frein à tambour Simplex

Dans le frein Simplex, la mâchoire primaire (segment dit comprimé) est pressée contre le tambour dans le sens de rotation de celui-ci (fig. I.14). La mâchoire de frein secondaire (segment dit tendu) est pressée contre le tambour dans le sens de rotation contraire de celui-ci. L'effet de freinage est presque identique dans les deux sens de rotation. Le frein Simplex est

commandé par un cylindre de roue à double effet. L'appui des mâchoires s'effectue soit sur un point fixe, soit sur deux points. Le réglage de la position des garnitures antifriction a lieu soit sur le cylindre de roue, soit par excentrique [8].

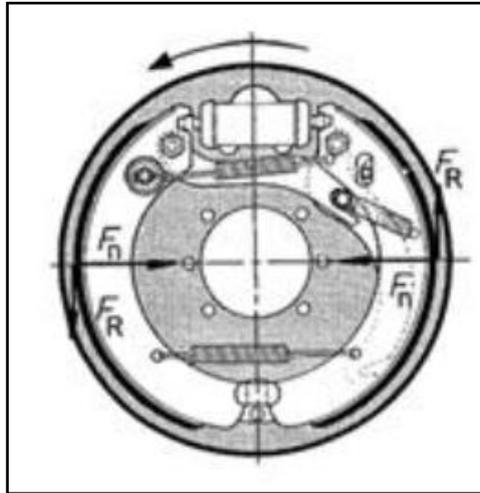


Fig I.14.Frein à tambour Simplex

I.10.3.5.b. Frein à tambour Duplex et Duo-Duplex

Dans le frein Duplex, les deux mâchoires de frein sont pressées contre le tambour dans le sens de rotation. Ils agissent tous les deux comme des segments comprimés. En marche arrière, l'effet du freinage diminue car les segments agissent comme deux segments tendus. Pour obtenir le même effet de freinage en marche avant ou en marche arrière (fig. I.15), on utilise le frein Duo-Duplex. Dans ce frein, les deux segments de frein sont comprimés dans les deux sens de marche [8].

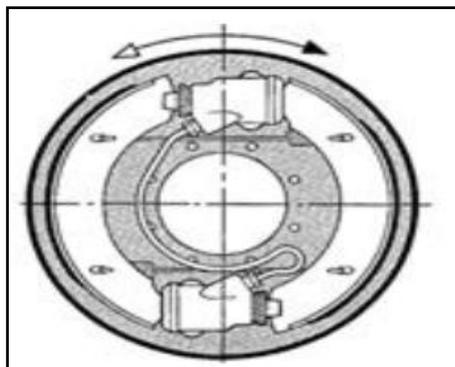


Fig. I.15.Frein Duplex

I.10.3.5.c. Frein à tambour Servo et Duo-Servo

Dans le frein Servo, deux mâchoires de frein sont pressées contre le tambour dans le sens de rotation (fig. I.16). Le segment primaire est commandé par le cylindre de roue tandis que l'autre segment secondaire est pressé contre le tambour par la force d'appui du segment primaire et par le cylindre de la roue. En marche arrière, le frein Servo fonctionne en frein Simplex et la force de freinage est diminuée. Si l'on désire le même effet de freinage dans les deux sens de marche, il faut utiliser un frein Duo-Servo.

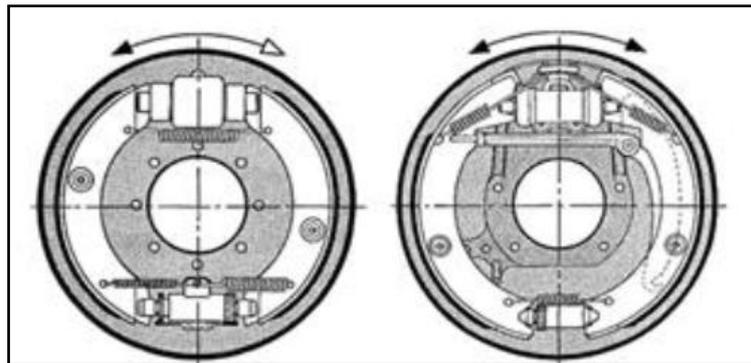


Fig. I.16. Frein à tambour Servo et Duo-Servo

I.10.3.6. Matériaux pour tambours de frein

Les tambours doivent être fabriqués d'un matériau qui leur favorise la résistance aux températures élevées avec un bon coefficient de frottement pour générer la force de frottement nécessaire. Mais un tambour de frein doit en plus résister à l'usure. Le matériau utilisé pour les tambours de frein est la fonte grise. Dans ce type de fontes, le carbone se trouve surtout sous forme de lamelles de graphite.

I.11. La Tribologie

La tribologie est la science qui étudie les phénomènes susceptibles de se produire entre deux systèmes matériels en contact, immobiles ou animés de mouvements relatifs. Ce terme recouvre, entre autres, tous les domaines du frottement, de l'usure et de la lubrification. Elle s'intéresse principalement aux corps solides ou à l'interaction entre un solide et un lubrifiant liquide (huile), onctueux (graisse) ou granulaire (poudre).

La connaissance de la tribologie est devenue une nécessité pour de multiples raisons :

- Assurer le bon fonctionnement et la fiabilité des machines,
- Diminuer le coût d'obtention des surfaces frottant,
- Améliorer le rendement et la longévité des machines,

- Assurer la sécurité des biens et des personnes, particulièrement dans le domaine des transports,
- Contribuer à la santé publique et au confort, par exemple en diminuant les bruits, très nombreux, liés aux contacts mécaniques.

La tribologie englobe trois aspects principaux : le frottement, l'usure et la lubrification.

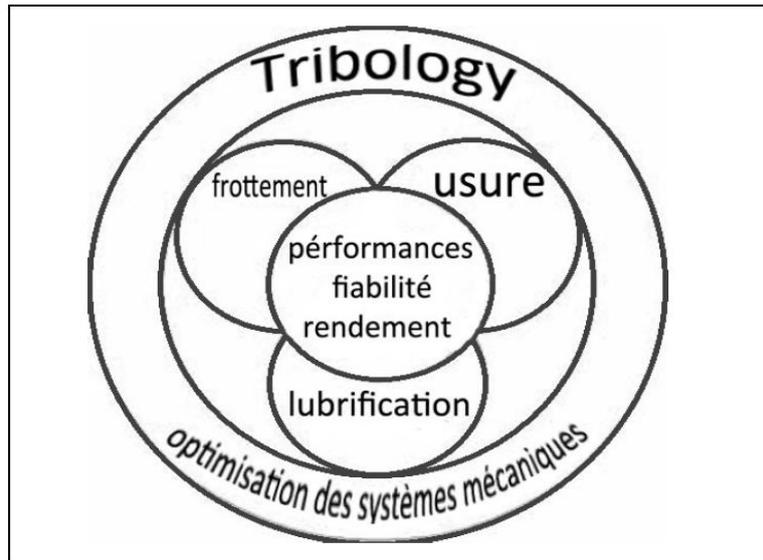


Fig. I.17. Domaines de la tribologie

I.11.1. Le Frottement

Le frottement est une force qui s'oppose au mouvement relatif des deux corps, le frottement et l'adhérence engendrent des efforts mécaniques (des forces et des couples).

Ces efforts prennent naissance non seulement au niveau des surfaces en contact, mais aussi au sein même des matériaux solides ou fluides qui se déplacent ou se déforment.

I.11.1.1. Causes du Frottement

Les causes du frottement, telles qu'on les imagine de nos jours, sont multiples et interdépendantes. De tous temps on a cherché à comprendre ce phénomène, avec plus ou moins de succès, par la spéculation intellectuelle et par l'expérience.

I.11.2. L'usure

L'usure est la perte progressive de la matière de la surface active au contact et qui provoque la détérioration des éléments en contact.

I.11.2.1.Cause d'usure

Nous avons classé les différents types d'usure en trois classes bien distinctes :

- **Facteurs initiaux influent sur l'usure** : Mode de contact, l'état de surface micro- géométrique, charge, vitesse, ambiance et nature du matériau.
- Effet influence la détérioration des surfaces d'organe fixe et mobile en contact au cours du temps et la durée de fonctionnement, résistance au déplacement (blocage) Vibration, phénomène thermique, ex .
- Élément métallurgique et mécanique mise en jeu provoquant la détérioration avec le temps : adhésion, abrasion, érosion, déformation, fatigue, corrosion,

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 [11] :

- 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. Définition

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 [12] :

- 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 [12]:

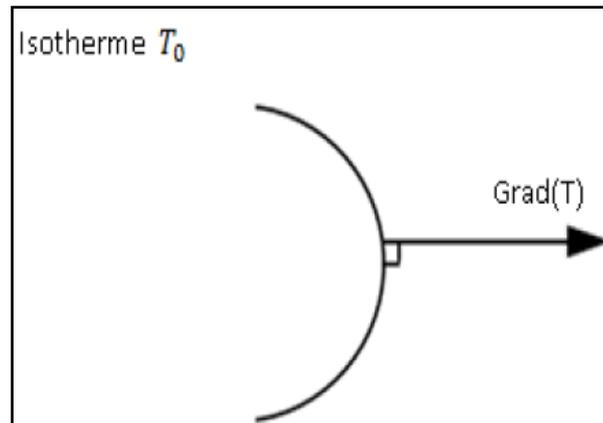


Fig.II.1.Gradient de température

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

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} [12]:

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

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 s

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

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, électronique, etc...) ou domestique (chauffage de l'habitat) [13].

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. La 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 (Wm^{-2}) [12]:

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

Qui relie la densité de puissance (unité W m^{-2}) et le gradient local de température.

k est la conductivité thermique du matériau considéré (unité $\text{W m}^{-1}\text{K}^{-1}$).

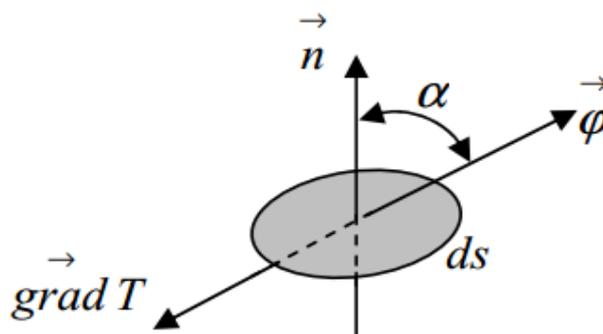


Fig.II.2. Lois de Fourier.

II.3.1.1 Résistance thermique

On considère deux surfaces isothermes S_1 et S_2 de températures et 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 :

$$\text{div}(\vec{J}Q)=0 \tag{II.4}$$

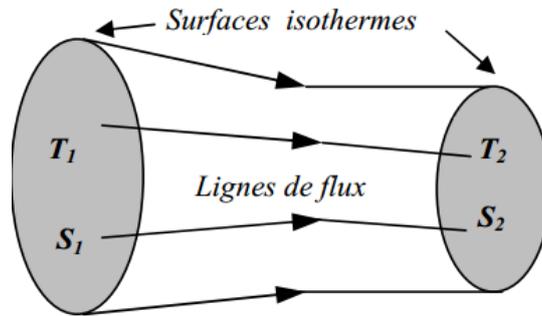


Fig.II.3 : Résistance thermique [14]

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 [14]

$$\iiint_v \text{div}(\vec{J}Q)dV = 0 = \iint_{S_1} \text{div}(\vec{J}_1Q)ds_1 + \iint_{S_2} \text{div}(\vec{J}_2Q)ds_2 = -\Phi_1 + \Phi_2 \tag{II.5}$$

Entre surfaces isothermes correspondantes le flux de chaleur est conservé.

Pour une surface isotherme quelconque S du tube de courant

$$\gamma \iint_s -(\overrightarrow{\text{grad}T})_s d\vec{s} = \Phi = \text{Cst} \tag{II.6}$$

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

$$\int_{i \text{ flux}} -\overrightarrow{\text{grad}T} d\vec{i} = T_1 - T_2 \tag{II.7}$$

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

On obtient donc la relation :

$$T_1 - T_2 = R\Phi \tag{II.8}$$

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 :

$$\varphi = \frac{\Phi}{S} = h (T_p - T_{\text{car}}) \Rightarrow R = \frac{1}{hS} \quad (\text{II.9})$$

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 [14].

$$\Delta T(M) = -\frac{P(M)}{\gamma} \quad (\text{II.10})$$

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

$$\left(\gamma \frac{\partial T}{\partial n_i} + h_i T\right)_{S_i} = f_i(M_i) \quad (\text{II.11})$$

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 [14]

$$\Delta T(M) - \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} = -\frac{P(M)}{\gamma} \quad (\text{II.12})$$

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

$$\left(\gamma \frac{\partial T}{\partial n_i} + h_i T\right)_{S_i} = f_i(M_i) \quad ; T(M, 0) = F(M) \quad (\text{II.13})$$

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.

Les équations gouvernantes du transfert de chaleur transitoire par conduction :

Considérons un matériau isotrope dans le système tridimensionnel dans un domaine. 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, q_z et respectivement, la différence entre le flux sortant et le flux entrant pour un élément de volume $dx dy dz$ est donnée comme suit [18],

$$dydz \left(q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x} - q_x \right) + dx dz \left(q_y + \frac{\partial q_y}{\partial y} - q_y \right) + dx dy \left(q_z + \frac{\partial q_z}{\partial z} - q_z \right) \quad (\text{II.14})$$

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,

$$-\rho c \frac{\partial T}{\partial t} dx dy dz \quad (\text{II.15})$$

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 :

$$\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial q_z}{\partial z} - Q - \rho c \frac{\partial T}{\partial t} dx dy dz = 0 \quad (\text{II.16})$$

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

$$\begin{cases} q_x = -k \frac{\partial T}{\partial x} \\ q_y = -k \frac{\partial T}{\partial y} \\ q_z = -k \frac{\partial T}{\partial z} \end{cases} \quad (\text{II.17})$$

La substitution de ces flux de la chaleur dans l'équation différentiel mène à une équation d'ordre plus supérieur dans une variable indépendante simple T ,

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + Q - \rho c \frac{\partial T}{\partial t} dx dy dz = 0 \quad (\text{II.18})$$

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 :

$$\nabla \cdot k \nabla T + Q = \rho c \frac{\partial T}{\partial t} dx dy dz \quad (\text{II.19})$$

II.3.2. La convection

La convection est un mode de transport d'énergie par l'action combinée de la conduction, de l'accumulation de l'énergie et du mouvement du milieu.

La convection est le mécanisme le plus important de transfert d'énergie entre une surface solide et un fluide. Le transfert d'énergie par convection d'une surface dont la température est supérieure à celle du fluide qui l'entoure s'effectue en plusieurs étapes.

D'abord la chaleur s'écoule par conduction de la surface aux molécules du fluide adjacentes. L'énergie ainsi transmise sert à augmenter la température et l'énergie interne des molécules du fluide. Ensuite les molécules vont se mélanger avec d'autres molécules situées dans une région à basse température et transférer une partie de leur énergie.

Dans ce cas, l'écoulement transporte le fluide et l'énergie. L'énergie est, à présent, emmagasinée dans les molécules du fluide et elle est transportée sous l'effet de leur mouvement.

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 uniquement 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. On peut exprimer la quantité de chaleur transmise par convection entre une paroi solide et un fluide à l'aide de l'équation suivante.

Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton. [12]

$$\varphi = hS(T_p - T_\infty) \quad (\text{II.20})$$

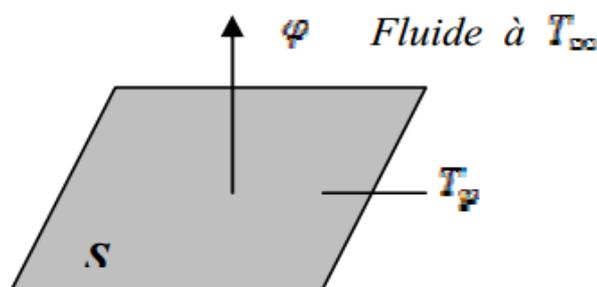


Fig.II.4.Définition d'un élément de surface d'échange

Avec :

φ : Flux de chaleur transmis par convection (W)

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

T_p : Température de la surface (C°)

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

S : Aire de la surface de contact solide / fluide (m^2)

Sous cette forme, l'équation de la convection semble être tout à fait simple. En réalité, il n'en est rien, car l'Éq ($q = hS(T_1 - T_2)$) est une définition de l'unité de conductance thermique moyenne par convection plutôt qu'une loi de transmission de la chaleur par convection.

Le coefficient d'échange de chaleur par convection est, en effet, une fonction l'écoulement du fluide, des propriétés thermiques du milieu fluide et de la géométrie du système. Sa valeur numérique n'est généralement pas uniforme sur une surface et elle dépend également du lieu où on mesure la température.

Comme le transfert d'énergie par convection est intimement lié au mouvement du fluide, il est nécessaire de connaître le mécanisme de l'écoulement du fluide avant d'examiner celui de l'écoulement de la chaleur.

Un des plus importants aspects de l'étude hydrodynamique est d'établir si le mouvement du fluide est laminaire ou turbulent. Lorsqu'un fluide s'écoule en mouvement laminaire le long d'une surface dont la température est différente de celle du fluide, la chaleur est transmise seulement par conduction aussi bien à l'intérieur du fluide qu'à l'interface entre le fluide et la surface. Par contre dans un écoulement turbulent, le mécanisme de conduction est modifié et favorisé par d'innombrables tourbillons. Les petits volumes de fluide en se mélangeant avec d'autres jouent le rôle de porteur d'énergie.

Par conséquent un accroissement de turbulence amène une augmentation de la quantité de chaleur s'écoulant par convection.

Lorsqu'un fluide s'écoule le long d'une surface, indépendamment de la nature de l'écoulement 'laminaire ou turbulent' les molécules à proximité de la surface sont ralenties à cause des forces visqueuses. Les molécules du fluide adjacentes à la surface y adhèrent et ont une vitesse nulle par rapport à la paroi.

Les autres molécules du fluide s'efforçant de glisser sur les premières sont ralenties, phénomène qui donne naissance aux forces de cisaillement. Dans un écoulement laminaire l'interaction, appelée cisaillement visqueux, s'effectue entre les molécules à une échelle microscopique. Dans l'écoulement turbulent une interaction entre les masses du fluide à une échelle macroscopique, appelée cisaillement turbulent, se superpose au cisaillement visqueux. Les effets des forces visqueuses qui prennent naissance à la paroi s'étendent dans la masse du fluide, mais à une faible distance de la paroi la vitesse des particules fluides atteint celle de l'écoulement libre non perturbé.

La région dans laquelle sont localisées les variations notables de la vitesse est appelée couche limite hydrodynamique. L'épaisseur de cette couche est définie comme étant la distance comptée à partir de la paroi où la vitesse locale atteint 99 % de la vitesse u_∞ du fluide loin de la paroi. Le profil des vitesses à l'intérieur de la couche limite dépend de la nature de l'écoulement. Comme le fluide poursuit son écoulement le long de la plaque, les forces de cisaillement ralentissent de plus en plus son mouvement et l'épaisseur de la couche limite augmente. La Figure II.5 montre l'accroissement de la couche limite et les profils des vitesses en différents points de la plaque.[15]

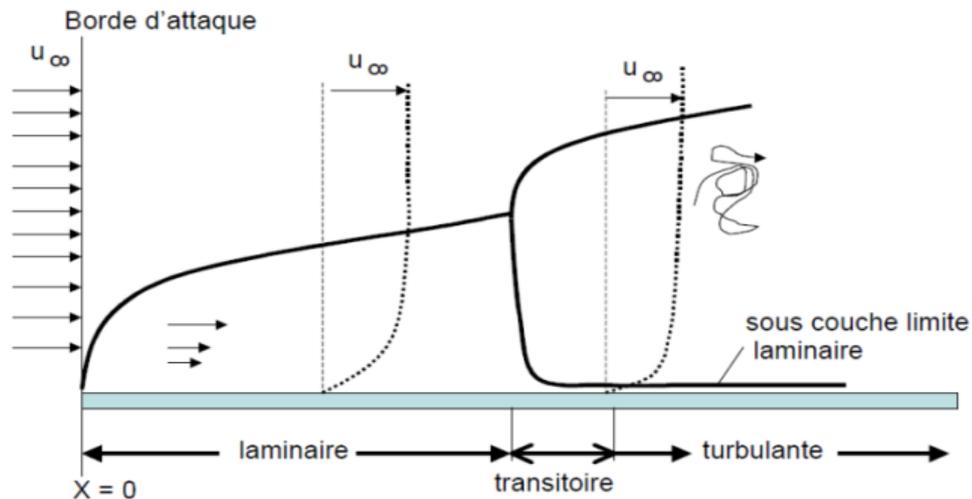


Fig. II.5 : Profils des vitesses pour les couches limites laminaire et turbulente dans un écoulement sur une plaque plane.

Les profils des vitesses près du bord d'attaque sont représentatifs des couches limites laminaires. Cependant l'écoulement à l'intérieur de la couche limite reste laminaire seulement sur une certaine distance à partir du bord d'attaque et devient ensuite turbulent. A l'intérieur de la couche limite turbulente, il subsiste, tout contre la paroi, une très mince couche en écoulement presque laminaire appelée sous couche limite laminaire ou film laminaire.

La distance entre le bord d'attaque et le point de transition où la couche limite devient turbulente est appelée longueur critique.

II.3.3. Le 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 [12]:

$$\varphi = \sigma \varepsilon_p S (T_p^4 - T_\infty^4) \quad (\text{II.28})$$

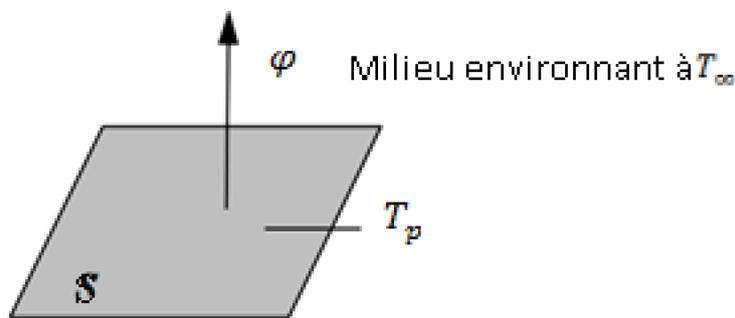


Fig.II.6. Élément en rayonnement.

Avec :

φ : Flux de chaleur transmis par rayonnement (W)

σ : Constante de Stephan ($5,67 \times 10^{-8} \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-4}$)

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).

Un rayonnement incident ϕ_i , qui arrive sur un corps opaque est en partie réfléchi (ϕ_r) et le reste est absorbé sous forme de chaleur au voisinage du lieu de l'impact. Comme en optique, la réflexion peut être diffuse, spéculaire ou quelconque. Lorsqu'on étudie l'équilibre thermique d'un système, tout corps doit être considéré de deux points de vue :

- Comme émetteur, car il envoie toujours un rayonnement lié à sa température (sauf s'il est parfaitement transparent).
- Comme récepteur, car il reçoit des rayonnements émis ou réfléchis et diffusés par les corps qui l'entourent.

Un corps absorbe une partie du rayonnement et en réfléchit le reste, donc le flux de rayonnement provenant d'un corps est très souvent la somme du flux émis et du flux réfléchi. montre les rayonnements électromagnétiques ordonnés selon leurs longueurs d'onde et selon leurs fréquences [17].

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) [12] :

$$\varphi_{st} = \rho V c \frac{\partial T}{\partial t} \quad (\text{II.29})$$

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.

Le présent chapitre expose les résultats et aborde une discussion en essayant de déceler l'influence de certains paramètres comme le matériau et la géométrie.

Durant le temps de freinage, le tambour doit dégager la chaleur générée par le frottement sec. Le tambour dégage la chaleur par convection à l'air s'éculant autour du tambour, par conduction aux autres pièces en contact et par rayonnement.

IV.1.Présentation des logiciels

IV.1.1.SolidWorks

Le logiciel de CAO SolidWorks est une application de conception mécanique 3D paramétrique qui permet aux concepteurs d'esquisser rapidement des idées, d'expérimenter des fonctions et des cotes afin de produire des modèles et des mises en plan précises. Il la génère 3 types de fichiers relatifs à trois concepts de base : la pièce, l'assemblage et la mise en plan. Ces fichiers sont en relation. Toute modification à quelque niveau que ce soit est répercutée vers tous les fichiers concernés.

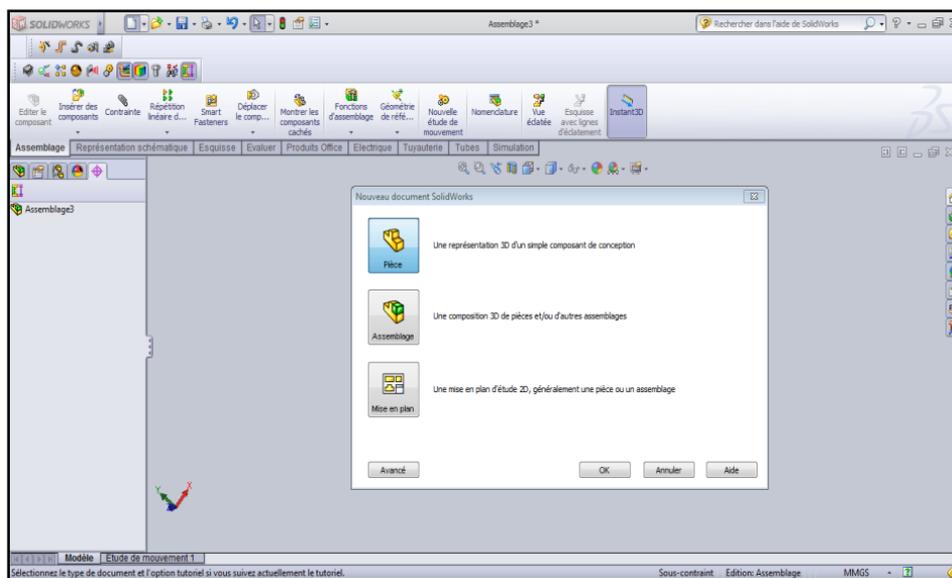


Fig IV.1 Présentation SolidWorks

IV.1.2.ANSYS

ANSYS est le premier éditeur mondial dans le domaine du calcul par éléments finis. Les outils proposés permettent de résoudre les problèmes de validation produits de manière efficace et d'optimiser le processus de conception (gain de temps). Les industriels conçoivent

des produits plus innovants (intégration d'une pré-analyse dans le cycle de conception), de qualité plus élevée tout en minimisant les coûts.

Généralement, les logiciels de calcul par éléments finis sont très peu abordables et nécessitent d'importantes connaissances en calcul.

L'interface Workbench d'ANSYS qui englobe les différents niveaux de l'outil de simulation et les différents modules a été conçue pour être utilisée sans avoir nécessairement une formation basée sur les éléments finis :

- L'interface est très intuitive offrant une prise en main très rapide du logiciel.
- L'automatisation de la reconnaissance des zones de contacts et la génération du maillage facilitent la préparation du modèle.

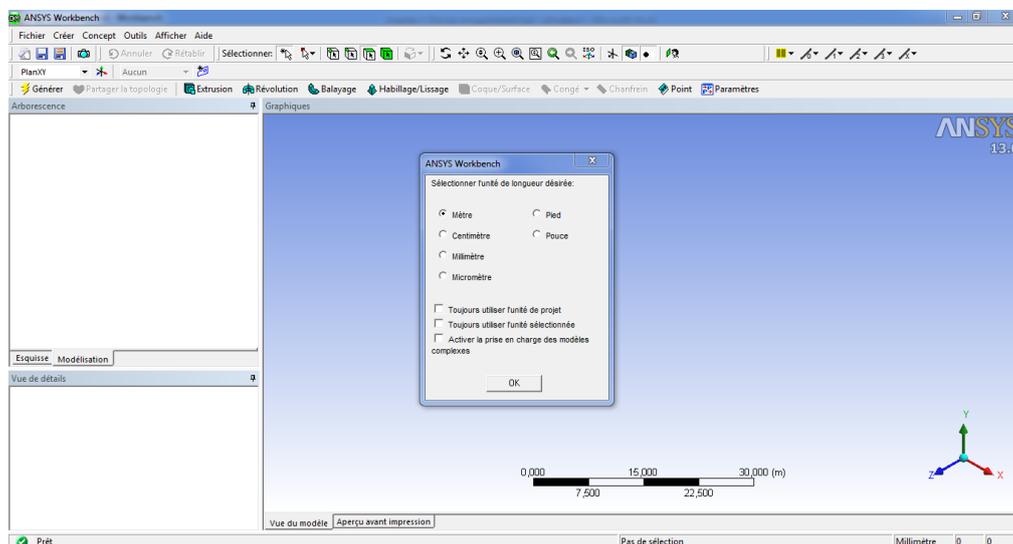


Fig IV.2. Présentation de ANSYS

IV.2. Modélisation et mise en œuvre de la simulation numérique dans ANSYS

La modélisation est l'étape la plus importante pour résoudre un problème d'ingénierie. Il s'agit en effet de simplifier autant que possible le problème afin qu'on soit capable de le résoudre avec les outils dont on dispose. On cherche un modèle simple et qui simule au mieux le cas réel .

IV.2 .1. Description du problème

Dans ce travail on étudie du comportement thermomécanique d'un tambour de frein d'un camion riel (DAF) en moment freiné dans une descente de pente de 6%.

Le temps de freinage est de 4s avec une vitesse initiale de 85 km/h, la décélération est 6 m/s². Le camion ayant un poids de 11870 kg (Tracteur + Remorque) sera freiné à sec jusqu'à l'arrêt.

Le tableau ci-dessus récapitule les données motionnées précédemment.

Tab IV.1. Fiche technique d'un véhicule

La masse du véhicule	11870 kg
La vitesse initiale	35 m/s
La décélération	6 m/s ²
Le temps de freinage	4s
La pente	7%
Rayon de la roue	450 mm

Pour améliorer le comportement thermomécanique, on envisage d'augmenter l'efficacité de dégagement de chaleur, pour ça, quatre géométries sont choisies. Dans la (fig IV.3) est montrée la géométrie d'un tambour simple, on appellera ce tambour.

Le choix d'une géométrie simple découle du fait qu'on cherche à comparer les résultats obtenus avec d'autres modèles géométriques simples avec ceux obtenus pour des géométries complexes. Sur la (fig. IV4) est montré le tambour désigné par, le tambour est muni d'ailettes et tambour simple avec rainure parallèles.

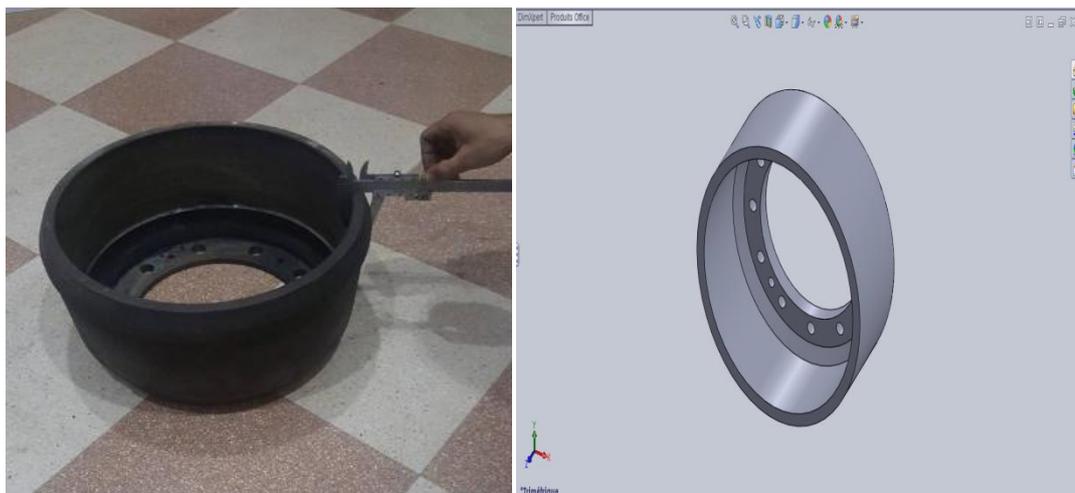


Fig.IV.3. Tambour simple géométrie.

Sur la fig. IV.4, on a montré un tambour muni d'une ailette circumférentielle. Dans modèle, l'telle ailette aura plusieurs effets sur la dissipation de la chaleur, l'augmentation

l'aire d'échange de chaleur par convection, une meilleure la conduction entre la surface en frottement et la surface extérieure et un renforcement du tambour.

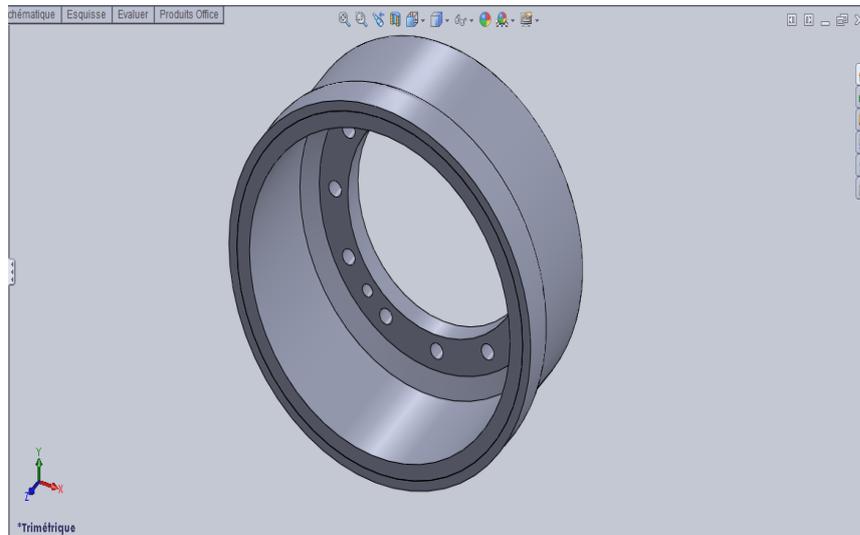


Fig. IV.4.Tambour simple modifié avec ailette.

La fig. IV.5 montre un tambour avec une rainure sur sa face frontale. L'étude de ce modèle nous permettra la vérification de cette médication de la face frontale.

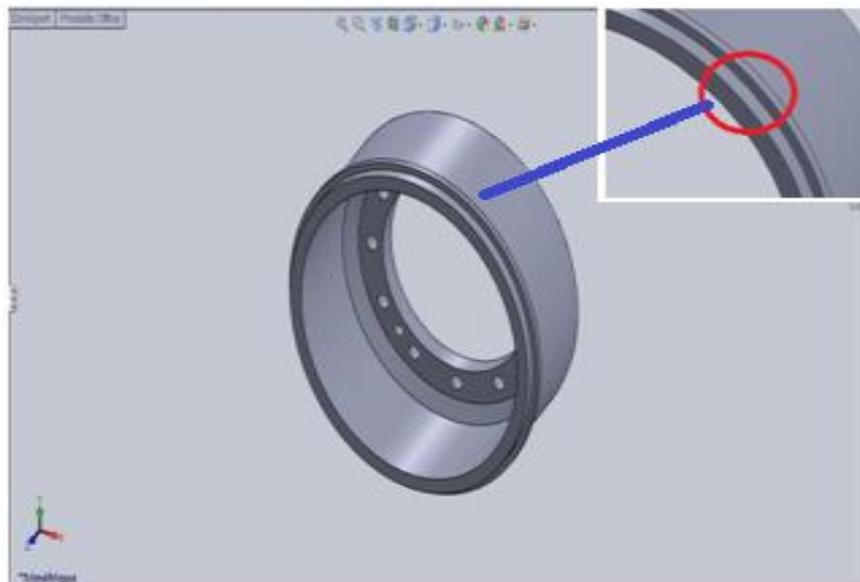


Fig.IV.5.Tambour simple avec rainure

L'étude est menée pour deux matériaux différents (Fonte ,Aluminium) faisant ainsi, on se permet de faire une comparaison entre les deux matériaux en se basant sur les résultats obtenus. Chaque matériau a ses avantages et inconvénients. le matériau doit satisfaire aux critères suivants :

- Résistance sous les charges mécaniques et thermiques ;
- Une bonne conductivité thermique ;
- Très bonne résistance à l'usure avec un bon coefficient de frottement;

Le premier matériau de notre étude est la fonte malléable est souvent utilisée pour fabriquer les tambours et les disques de freins. Mais aujourd'hui on peut exploiter la technologie des matériaux composites pour par exemple la possibilité d'utiliser un matériau qui résiste à l'usure et en même temps avec une bonne conductivité sans oublier un poids relativement léger. C'est le cas par exemple de l'alliage d'aluminium.

IV.2.2.Modélisation dans ANSYS

Le calcul de la dynamique des fluides dans ANSYS, il faut choisir un modèle simple. Ce programme à rendement élevé et d'usage universel de dynamique des fluides qui a été appliqué pour résoudre des problèmes étendus de flux de fluide pendant plus de 20 années.

Pour obtenir une solution assez précise, un modèle complet est à envisager. L'ensemble tambour-garnitures sera modélisé. On prend en considération l'effet que la chaleur est générée dans l'interface garnitures-tambour, la rotation du tambour, les garnitures solidaires chacune à un pince sont immobiles ce qui vaut dire que chaque zone de la surface interne du tambour sera alternée par deux sources de chaleur. La figure suivante présente le modèle complet dans ANSYS.

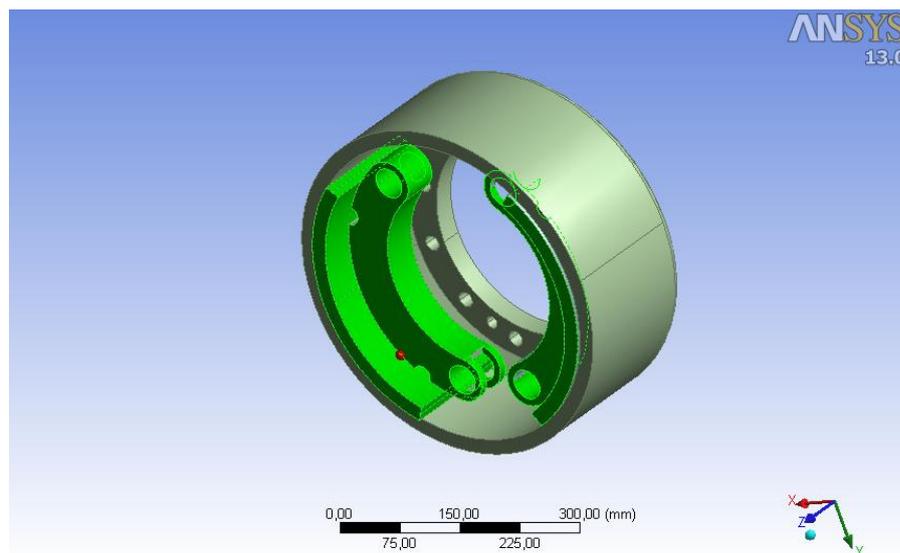


Fig. IV.6.Modèle complet dans CFD

Pour la détermination du champ de température on procède à une simulation thermique transitoire dans ANSYS WORKBENCH.

Les paramètres de cette simulation sont les suivants :

- Résultats de simulation de 21 s (temps de freinage 4s+temps après le freinage à 21s)
- Nombre d'incrément 2s
- Incrément courant 2 s

IV.3. Influence du matériau sur le système de freinage

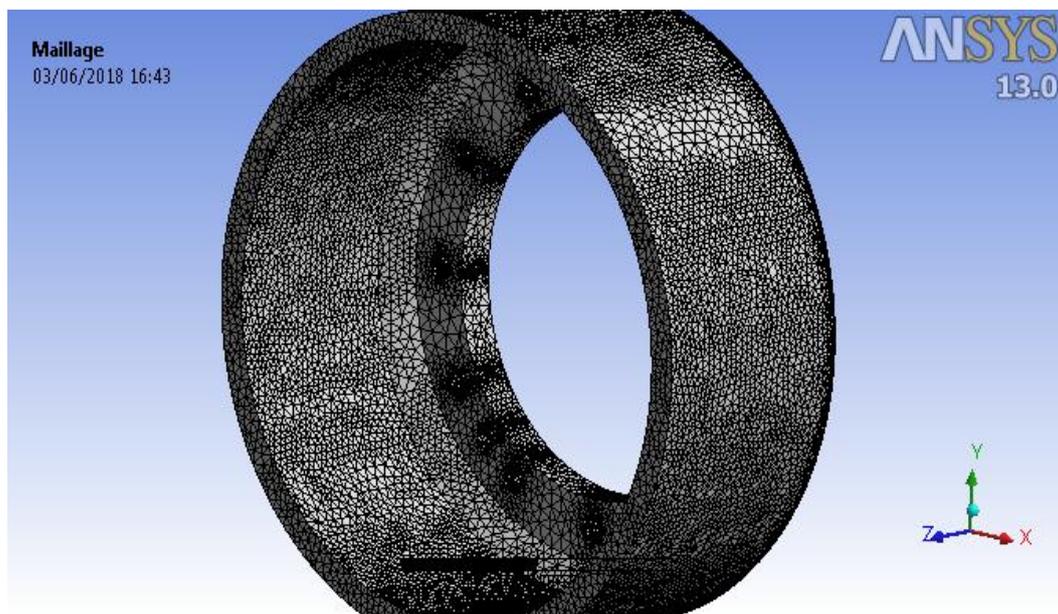
Le champ de température dans le tambour a été calculé pour deux matériaux différents, à savoir la fonte malléable et l'alliage d'aluminium Alliage 1060.

IV.3.1. Tambour simple d'aluminium (Alliage 1060)

Le tableau ci-dessous récapitule les caractéristiques de maillage et les données pour le tambour simple

Pièce	La masse	Convection	Flux de chaleur
Tambour	11870 Kg	110	3100665
	Type des éléments	Nombre de nœuds	Nombre d'éléments
	Tétraédrique à 10 nœuds	102399	519961

Tab.IV.2. Caractéristiques de maillage



FigIV.7. Maillage de tambour simple (Aluminium)

Le tableau III.3 est données les propriétés mécaniques de l'alliage d'aluminium (Alliage 1060):

Propriétés	Valeurs	Unité
Module d'Young	700	GPa
Coefficient de Poisson	0.33	
Résistance à la traction	300	MPa
Limite d'élasticité	275742000	N /m ²
Masse volumique	2700	kg/m ³
Conductivité thermique	47	W/m K
Chaleur spécifique	900	J/kg K

Tab.IV.3 les caractéristiques d'aluminium (Alliage 1060)

IV.3.1.1. Distribution du champ de température dans le cas du matériau Aluminium Alliage 1060

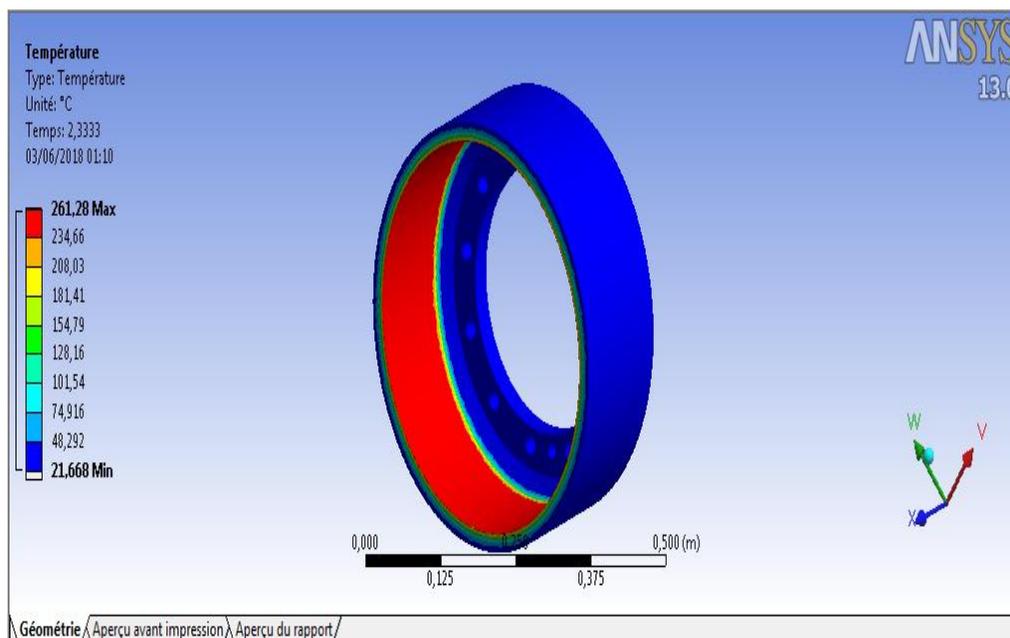
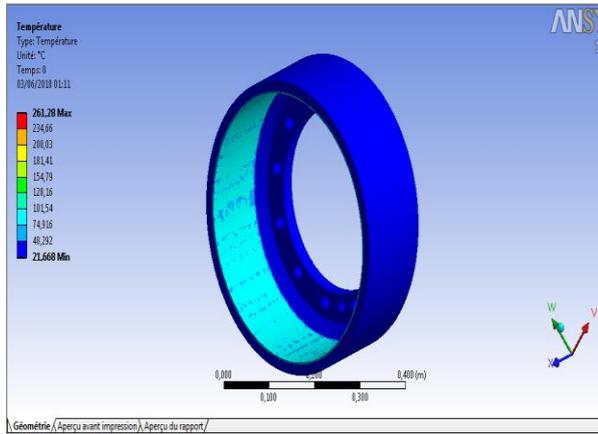
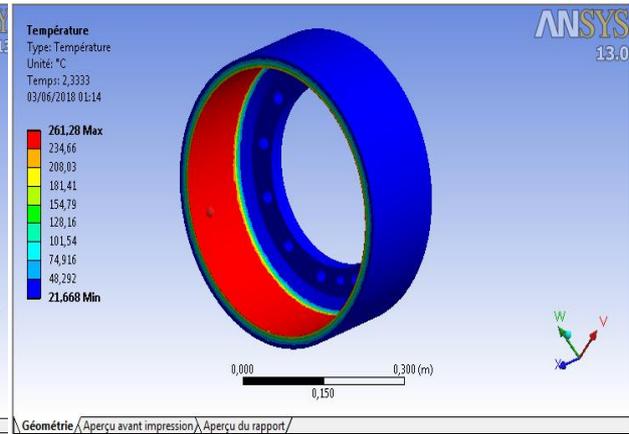


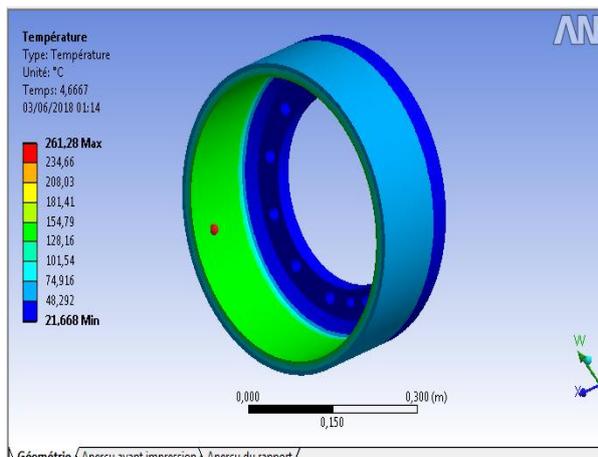
Fig IV.8. Distribution de la température t=4s



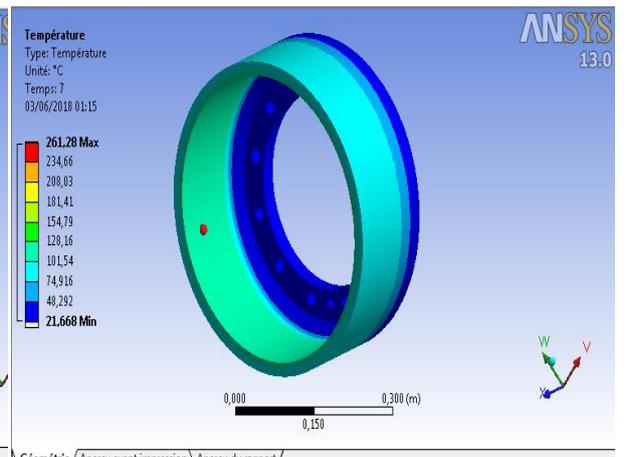
t=0s



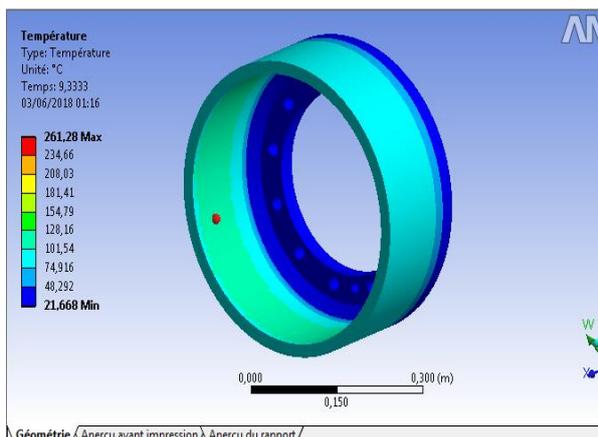
t=2.33s



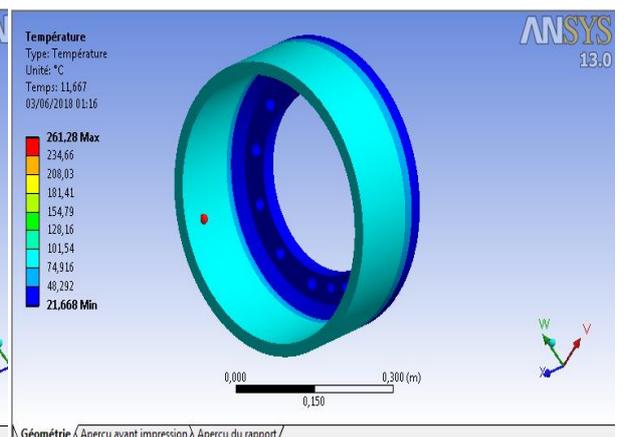
t=4.66s



t=7s



t=9.33s



t=11.66s

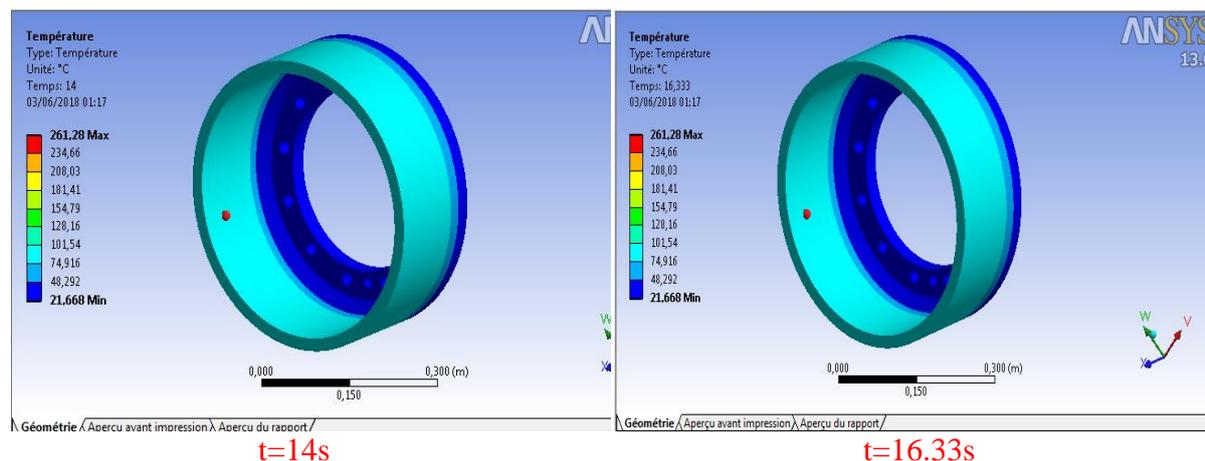


Fig.IV.9. Distribution de la température dans le tambour en Aluminium à différents instants

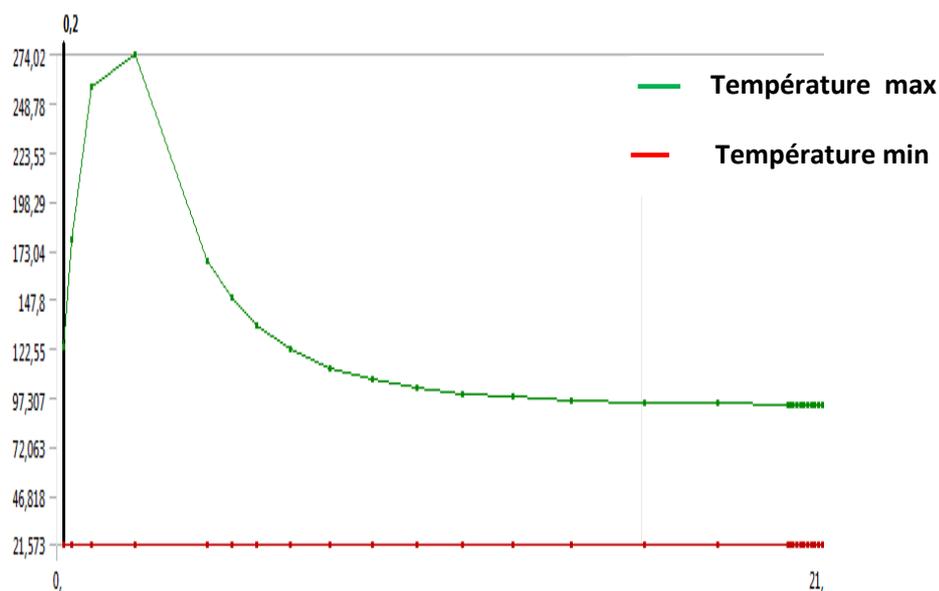


Fig.IV.10.Évolution de la température en fonction du temps (Aluminium Alliage 1060)

Les figures IV.9 et IV10 montre l'évolution de la température en fonction du temps de tambour simple en Aluminium (Alliage 1060). On remarque qu'à l'instant $t= 2.33$ s, la température atteint son maximum de 274.20 C°. De l'instant $t=2.33$ s à $t= 16.33s$, la variation de la température en fonction du temps devient moins importante. Après 9 s la température reste constante ($T=97^0C$) un moment important.

IV.3.2. Tambour simple en matériau fonte malléable

La fonte malléable dont le tableau suivant montre les caractéristiques :

Propriétés	Valeurs	Unité
Module d'Young	110	GPa
Coefficient de Poisson	0.27	
Résistance à la traction	300	MPa
Limite d'élasticité	275742000	N/ m ²
Masse volumique	7300	kg/m ³
Conductivité thermique	47	W/m K
Chaleur spécifique	510	J /kg K

Tab.IV.4.Les caractéristiques de La fonte malléable

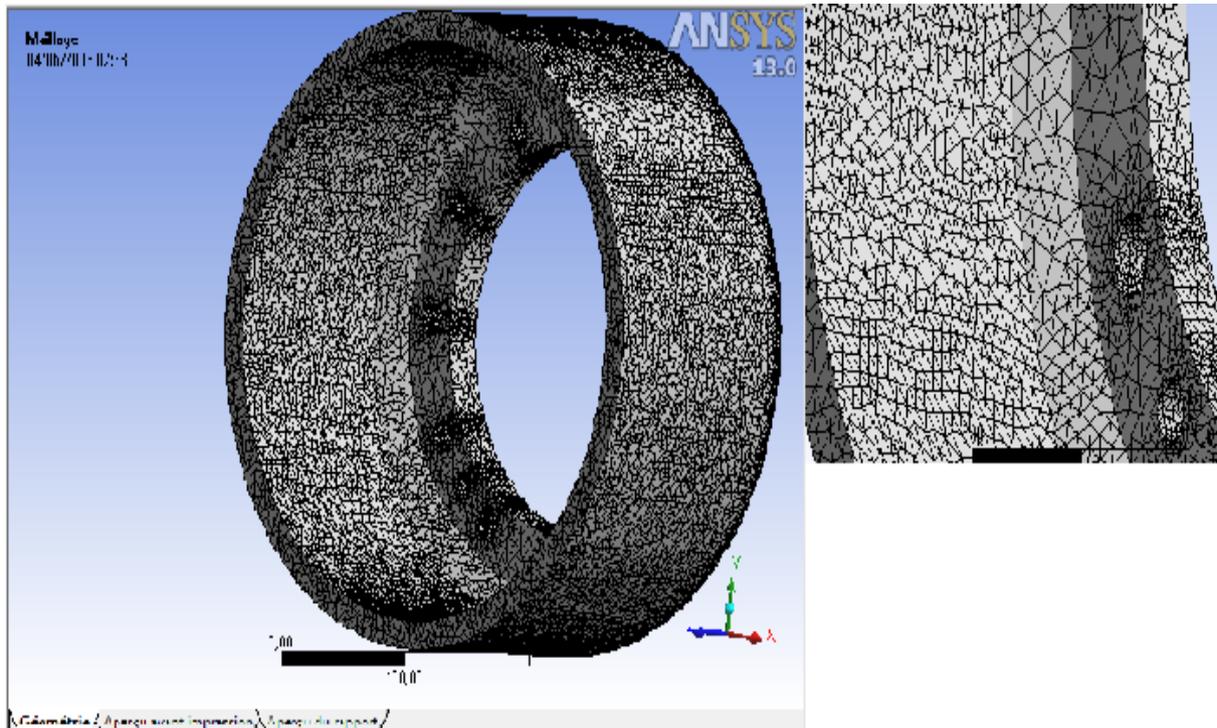


Fig IV.11.Maillage de tambour simple (Fonte malléable)

Pièce	Type des éléments	Nombre de nœuds	Nombre d'éléments
Tambour	Tétraédrique à 10 nœuds	102432	520068

Tab.IV.5.Caractéristiques maillage

IV.3.2.1. Distribution du champ de température dans le cas du matériau fonte malléable

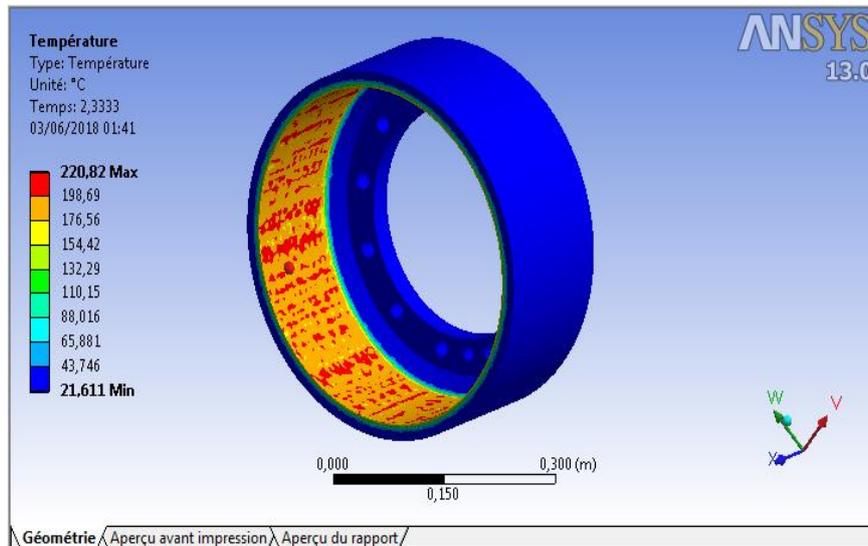
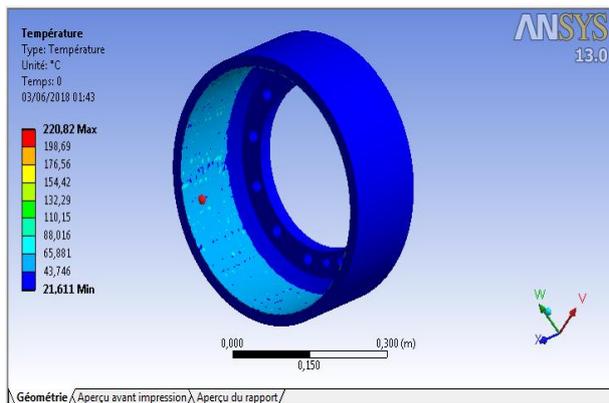
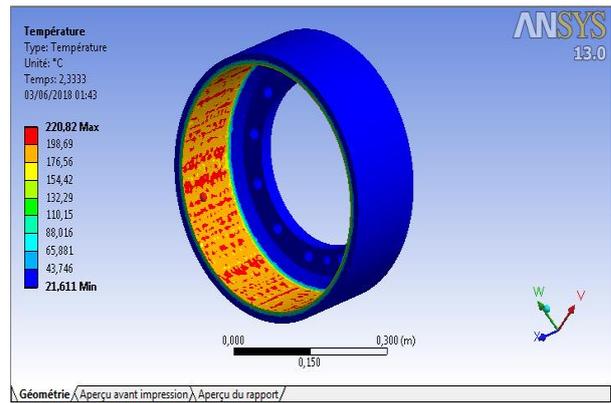


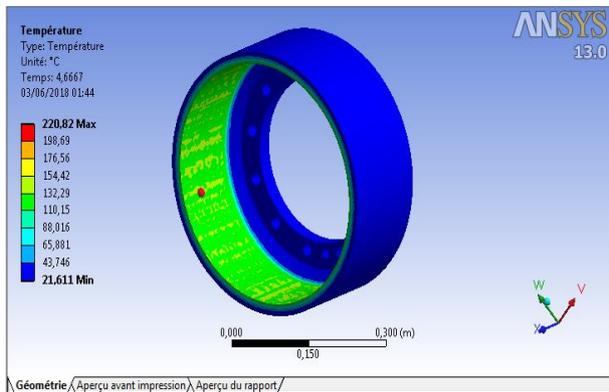
Fig IV.12. Distribution de la température t=4s



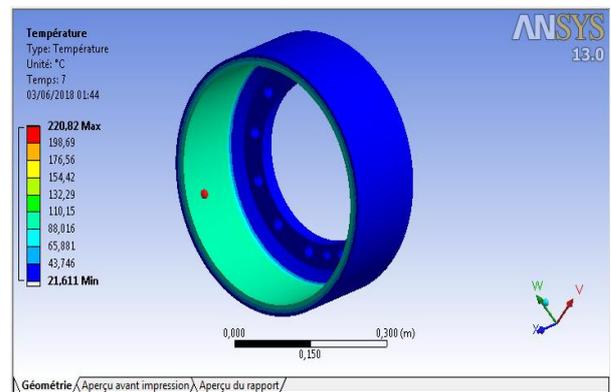
t=0s



t=2.33s



t=4.66s



t=7s

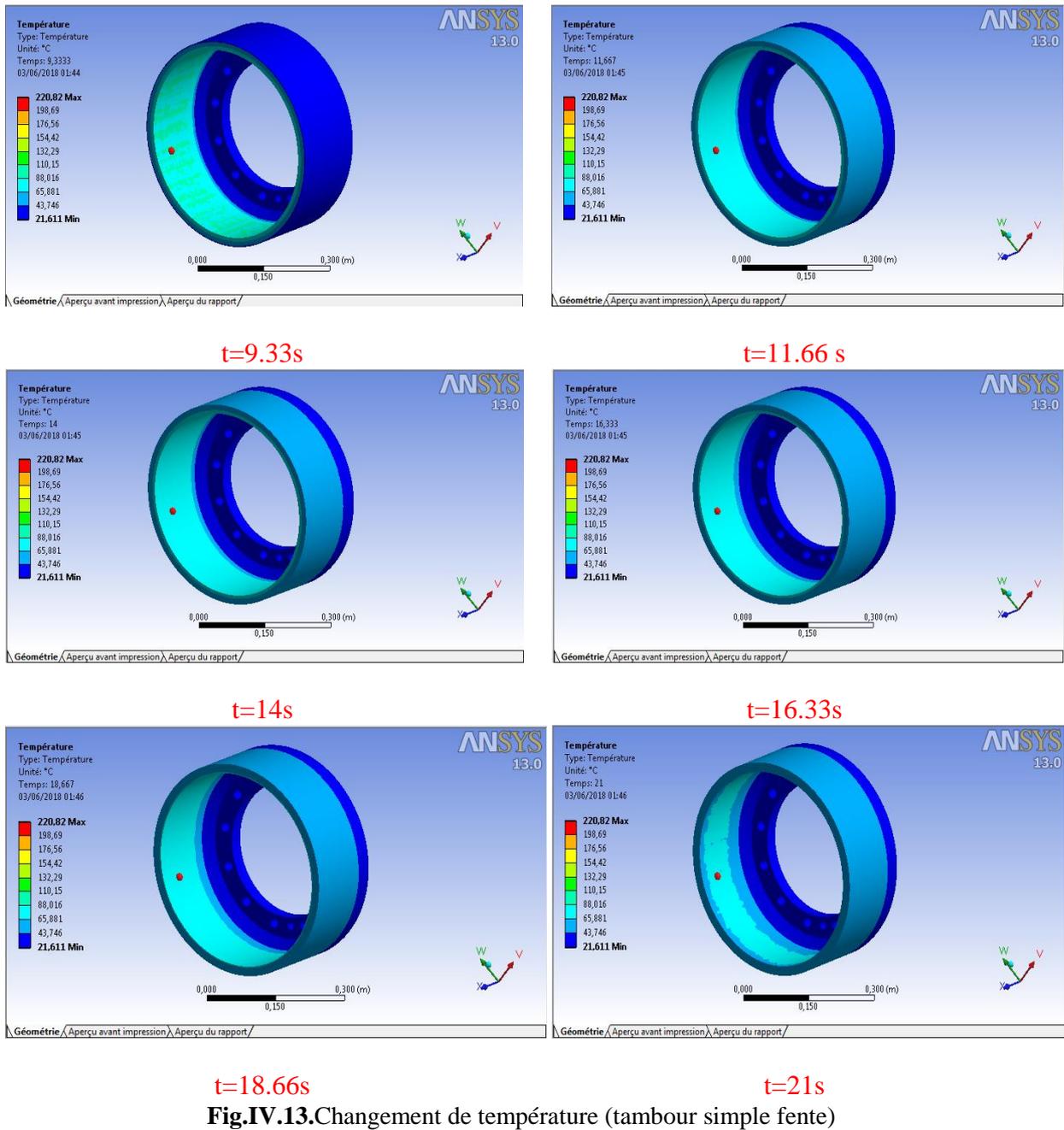


Fig.IV.13.Changement de température (tambour simple fente)

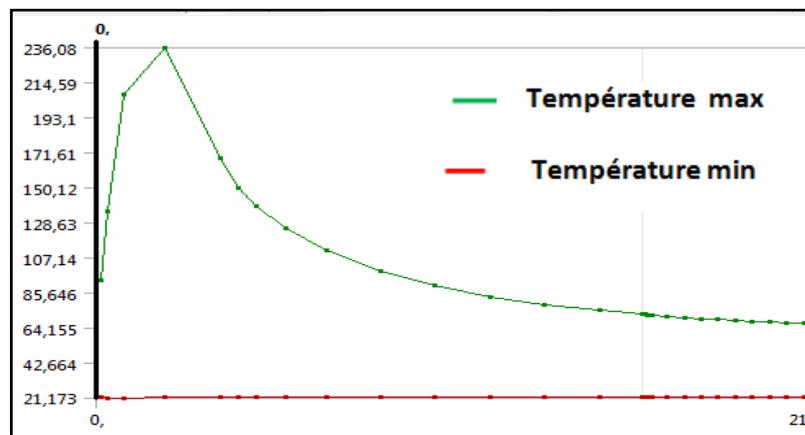


Fig.IV.14.Évolution de la température en fonction du temps (fonte malléable)

Les figures IV.13 et IV14 montre l'évolution de la température en fonction du temps de tambour simple en Fonte malléable. On remarque qu'à l'instant $t= 2.33$ s, la température atteint son maximum de 236.08 C°. De l'instant $t=2.33$ s à $t= 21$ s, la variation de la température en fonction du temps devient moins importante. Après 9 s la température reste constante ($T=64^0$ C) un moment important.

IV.3. 3.Comparaison entre les résultats de tambour en Fonte malléable et en Aluminium

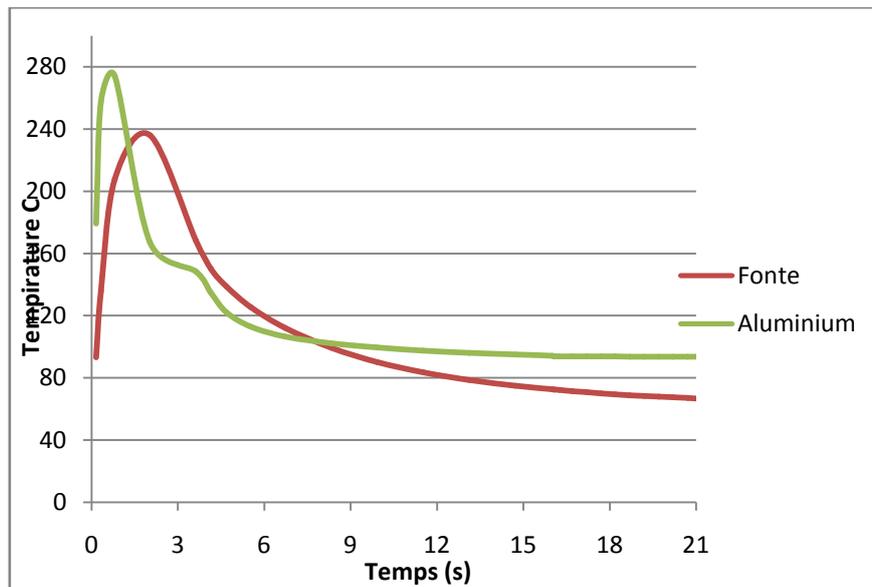


Fig .IV.15.Évolution de la température en fonction du temps pour les deux matériaux (fonte malléable et aluminium)

Dans la fig (IV.15) on remarque que la température maximale d'aluminium ($T=274.2^{\circ}\text{C}$) supérieur par rapport la température maximale de fonte ($T=236.08^{\circ}\text{C}$)

IV.4.Influence de la masse sur le système de freinage

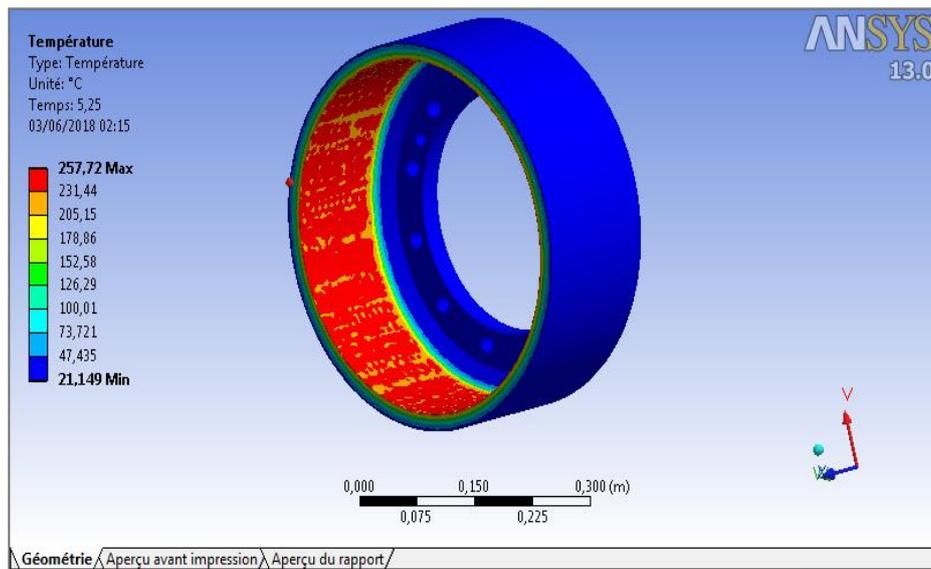
Le champ de température dans le tambour simple en Fonte malléable a été calculé pour deux masse différents, à savoir :

- Camion (tracteur plus remorque) non chargé (11870 kg)
- Camion (tracteur plus remorque) chargé (25750 kg)

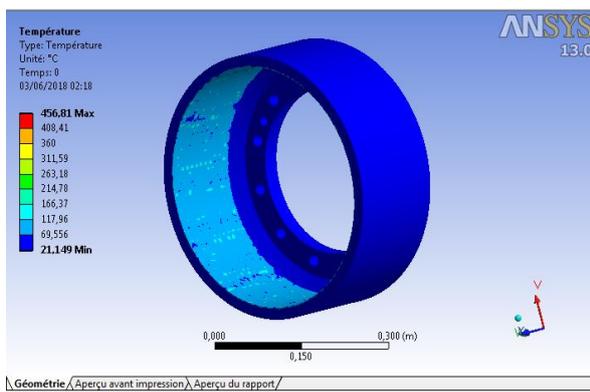
IV.4.1. Distribution du champ de température dans le cas la masse = 11870 kg

Cette modèle on à déjà étudié (IV.3.2.1. Distribution du champ de température dans le cas du matériau fonte malléable)

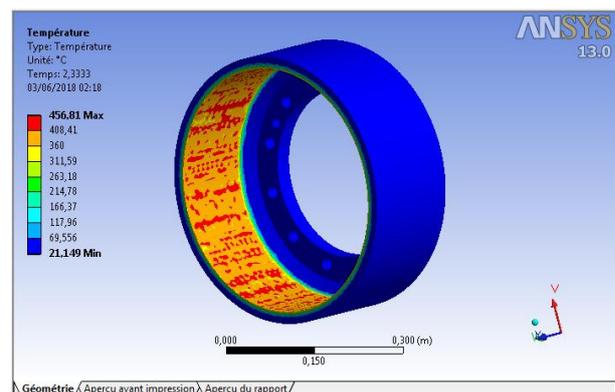
IV.4.2. Distribution du champ de température dans le cas la masse = 25750 kg



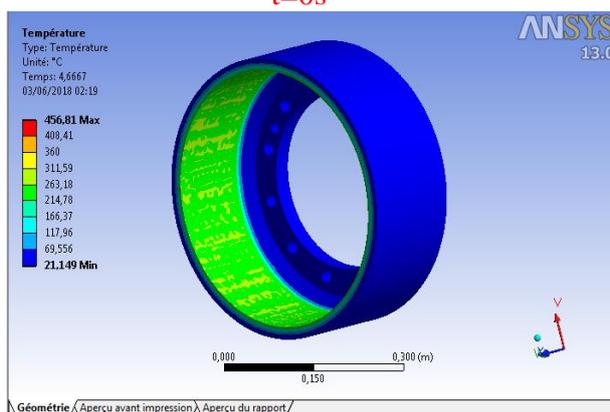
FigIV.16. Distribution de la température t=4s



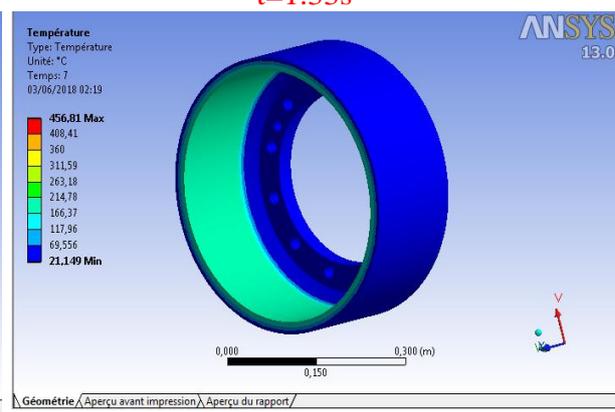
t=0s



t=1.33s



t=4.66s



t=7s

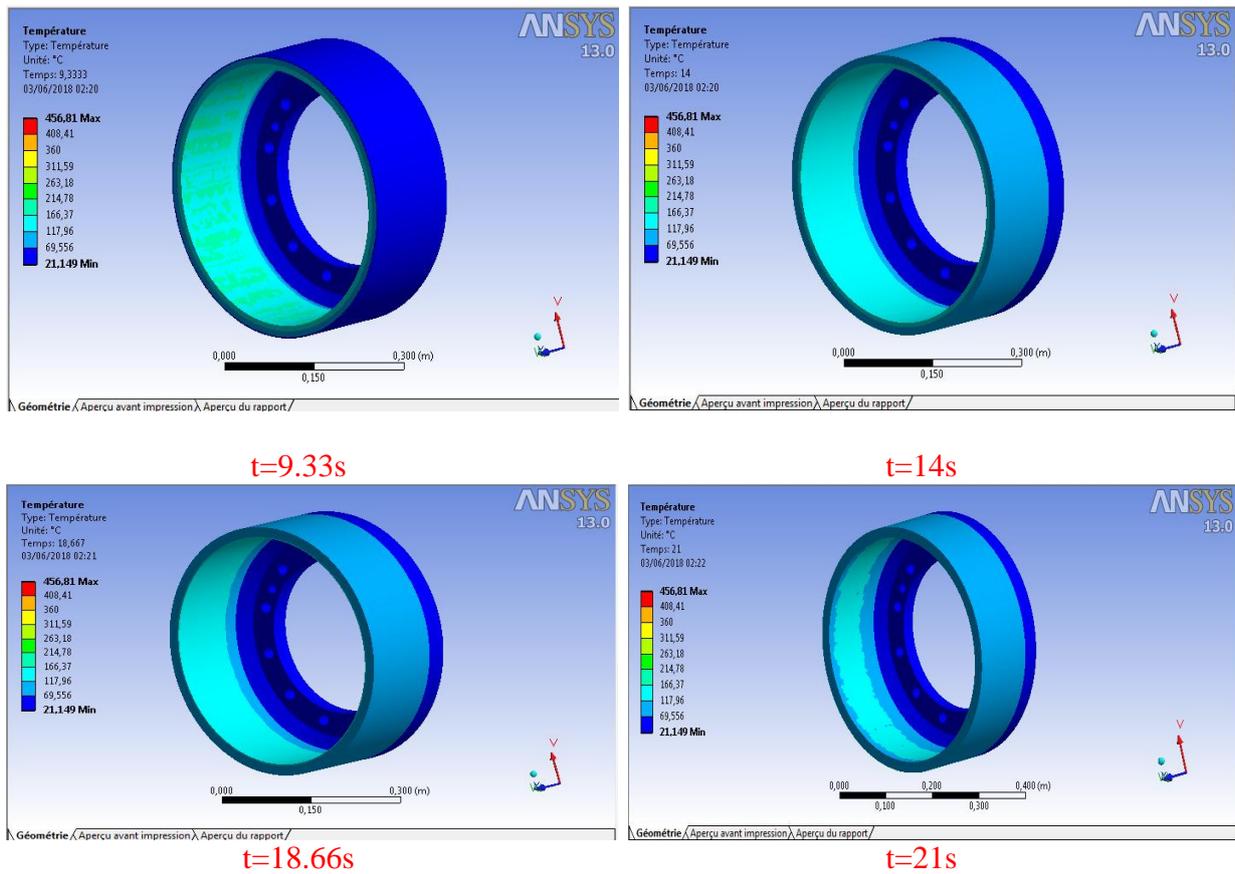


Fig.IV.17.Changement de température (non chargé)

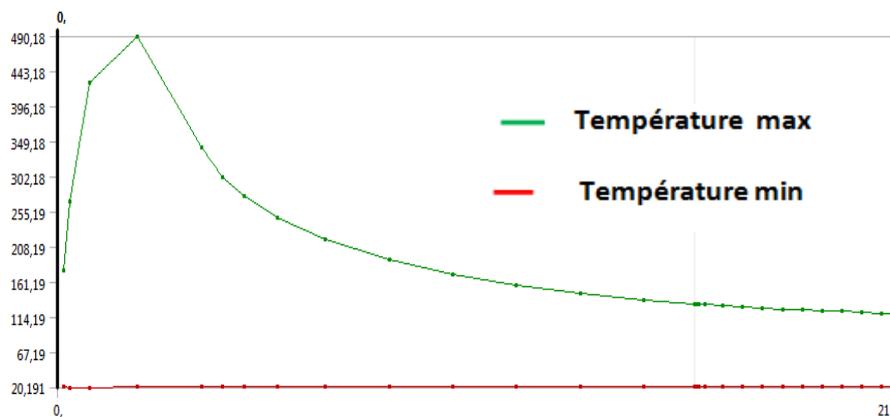


Fig.IV.18.Évolution de la température en fonction du temps pour un tambour en Fonte malléable (Chargé)

On fait les mêmes remarques que dans les cas précédents. Les figures IV.13 et IV.14 montre l'évolution de la température en fonction du temps de tambour simple en Fonte malléable. On remarque qu'à l'instant $t= 1.33 s$, la température atteint son maximum de $490.18\text{ }^{\circ}\text{C}$. De l'instant $t=1.33 s$ à $t= 21s$, la variation de la température en fonction du temps devient moins importante. Après $9 s$ la température reste constante ($T=114.19\text{ }^{\circ}\text{C}$) un moment important.

IV.4.1.3. Comparaison entre les résultats de tambour en Fonte malléable avec deux masses différents (Chargé et non chargé)

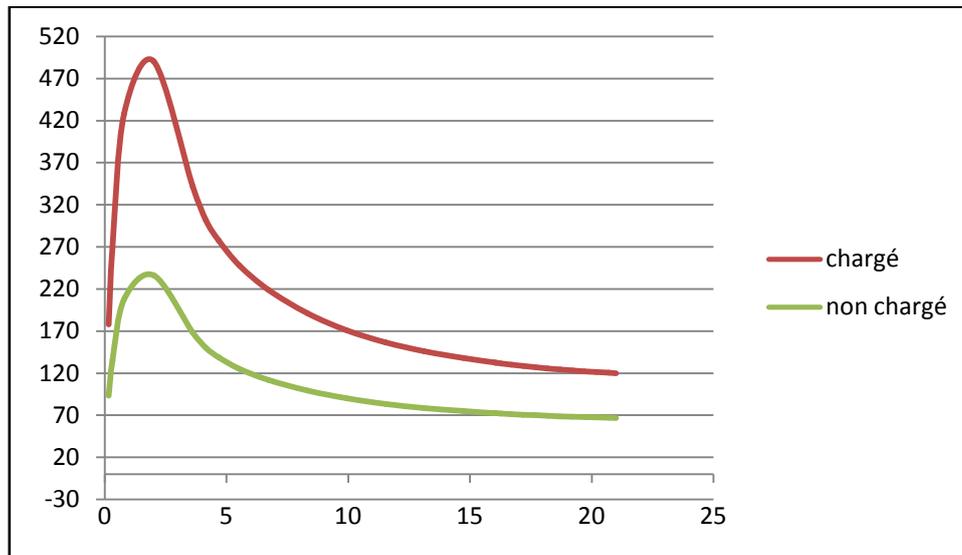


Fig.IV.19.Évolution de la température en fonction du temps pour les deux masses

Dans la fig (IV.19) on remarque que la température maximale pour le tambour en **Fonte malléable avec une charge** (25750 kg) supérieur par rapport la température maximale pour même tambour avec une charge (11870 kg) .Donc il faut réduire la vitesse.

IV.5.Influence de la forme de tambour sur le système de freinage

Le champ de température avec le matériau en fonte malléable pour une charge égale à 25750 kg à été calculé pour les modèles différents des tambours :

- Tambour simple
- Tambour avec ailette
- Tambour avec rainure

IV.5.1. Distribution du champ de température dans le cas d'un tambour simple

Cette modèle on à déjà calculer (IV.4.2.Distribution du champ de température dans le cas la masse = 25750 kg)

IV.5.2. Distribution du champ de température dans le cas d'un tambour avec ailette

Pièce	Type des éléments	Nombre de nœuds	Nombre d'éléments
Tambour	Tétraédrique à 10 nœuds	90990	456289

Tab.IV.6.Caractéristiques de maillage

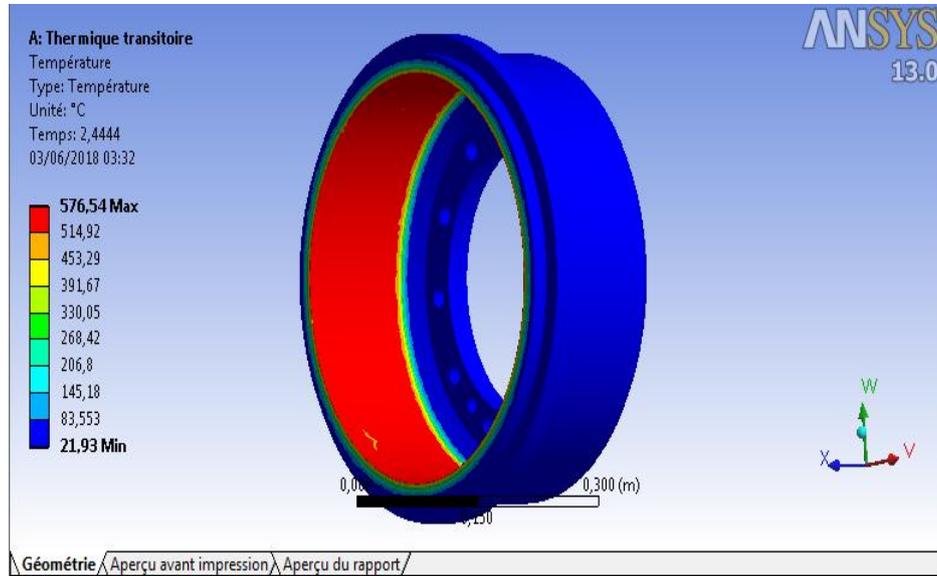
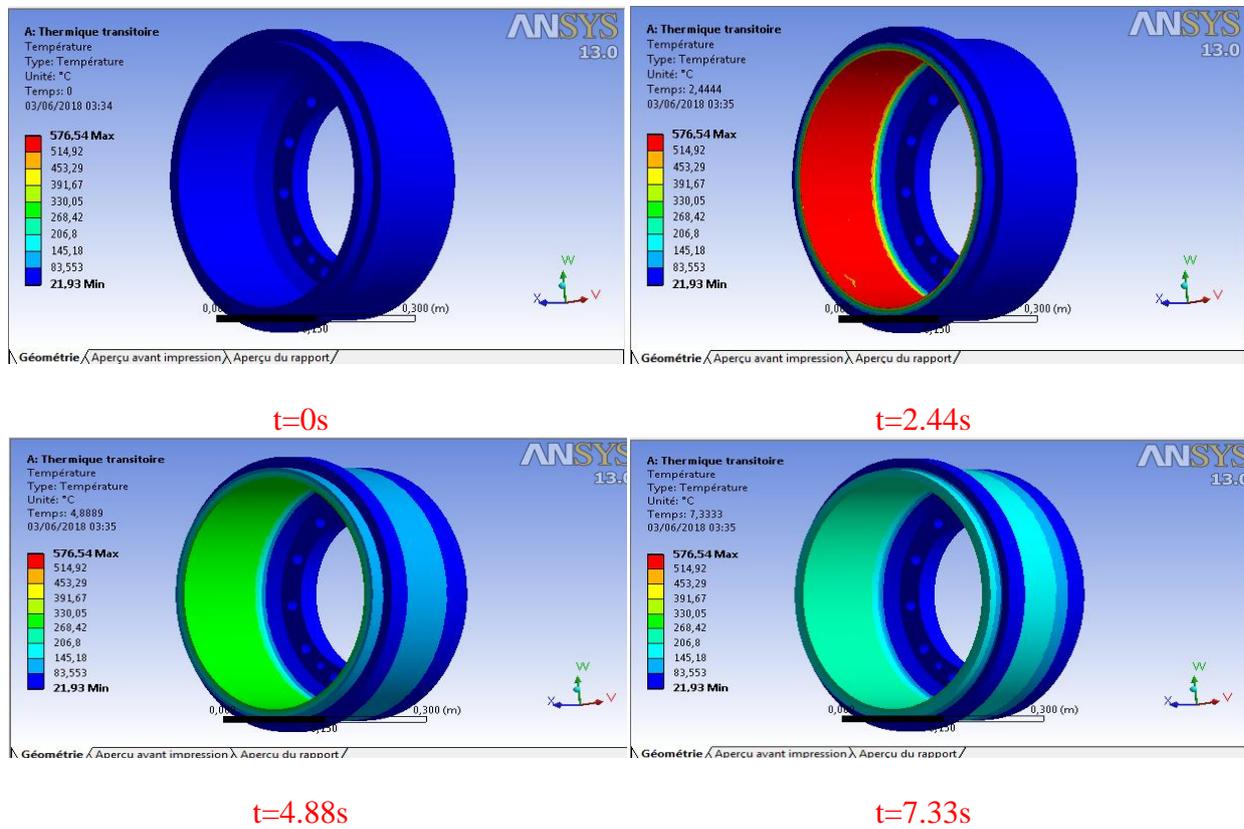


Fig.IV.20. Distribution de la température t= 4s



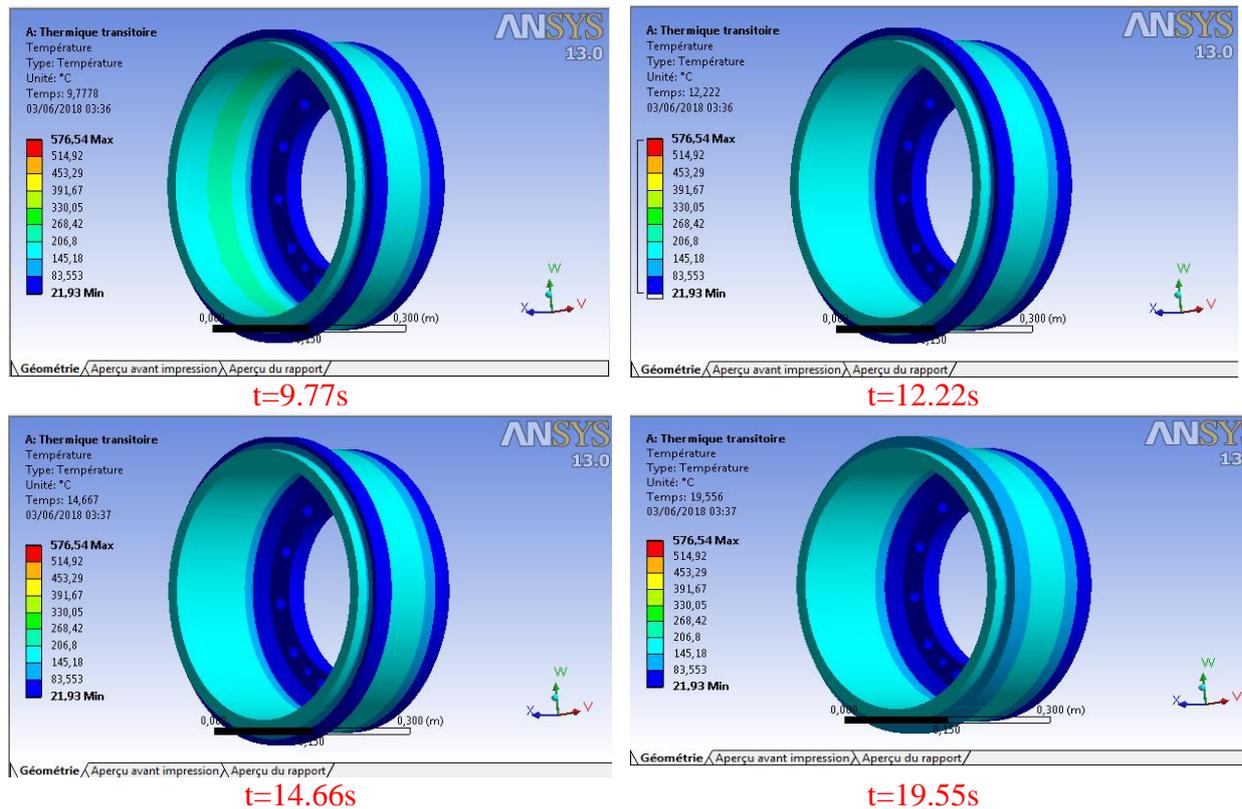


Fig.IV.21.Changement de température

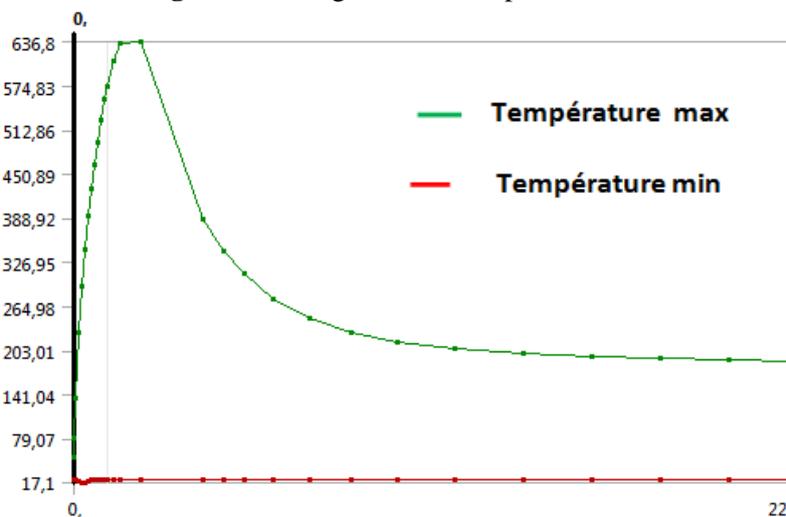


Fig.IV.22.Évolution de la température en fonction du temps pour le tambour avec ailette

On fait les mêmes remarques que dans les cas précédents. Les figures IV.21 et IV.22 montre l'évolution de la température en fonction du temps de tambour avec ailette. On remarque qu'à l'instant $t= 2.44 s$, la température atteint son maximum de $636.8\text{ }^{\circ}\text{C}$. De l'instant $t=2.44 s$ à $t= 22s$, la variation de la température en fonction du temps devient moins importante. Après $9 s$ la température reste constante ($T=203.01\text{ }^{\circ}\text{C}$) un moment important.

IV.5.3. Distribution du champ de température dans le cas d'un tambour avec ruine

Pièce	Type des éléments	Nombre de nœuds	Nombre d'éléments
Tambour	Tétraédrique à 10 nœuds	137784	697502

Tab.IV.7.Caractéristiques de maillage

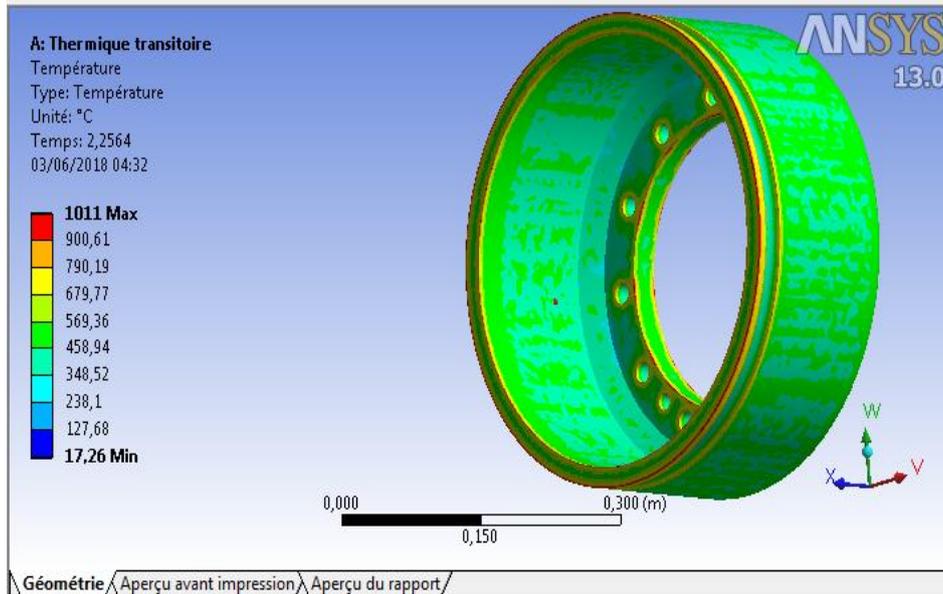
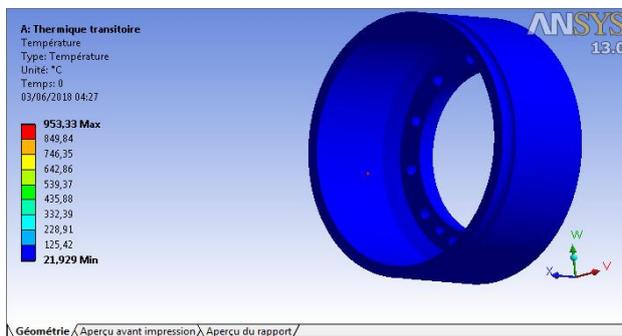
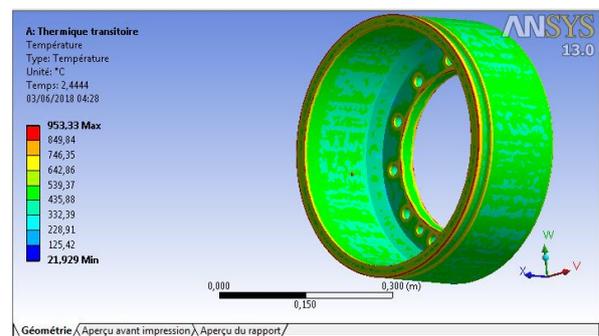


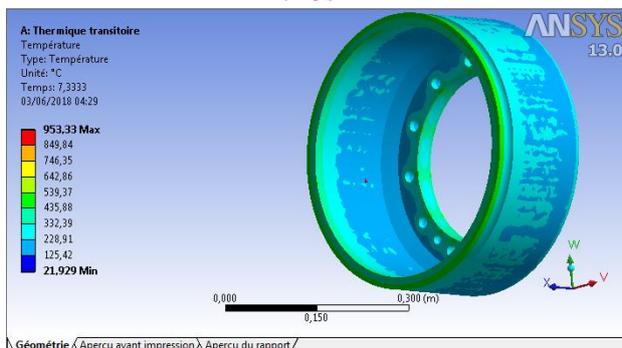
Fig.IV.24.Distribution de la température



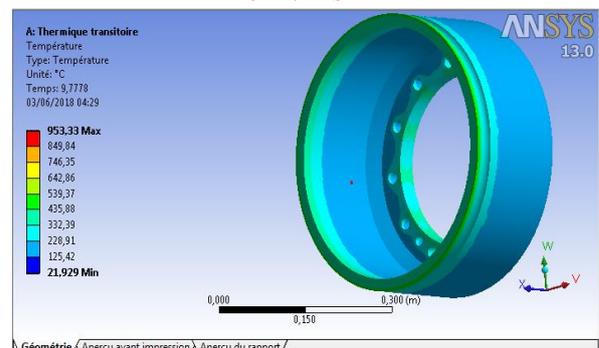
t=0s



t=2.44s



t=7.20s



t=9.77s

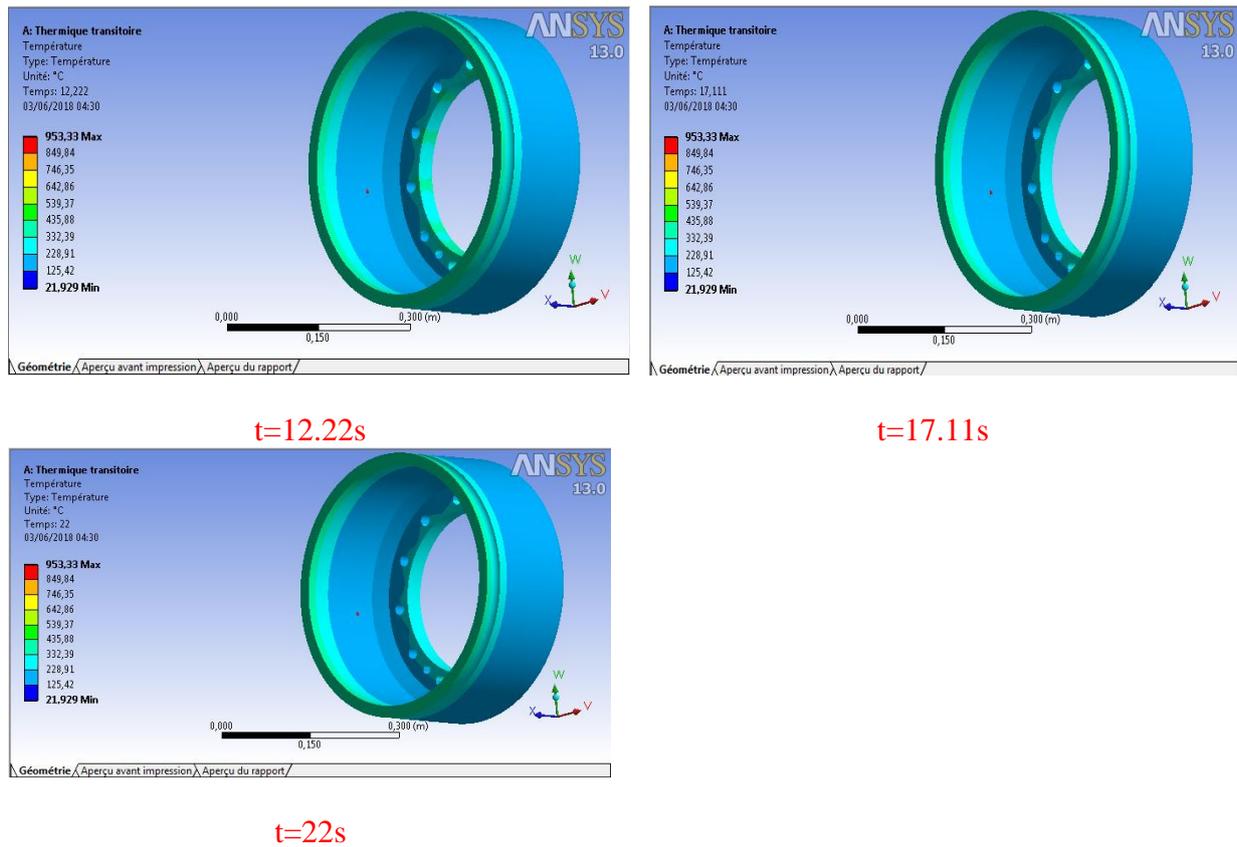


Fig.IV.25.Changement de température

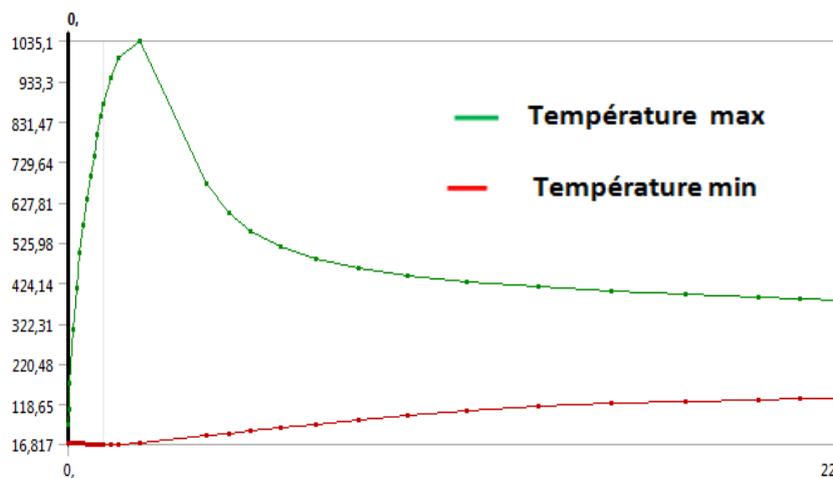


Fig.IV.26. Évolution de la température en fonction du temps pour le tambour avec rainure

Les figures IV.25 et IV.26 montre l'évolution de la température en fonction du temps de tambour avec rainure. On remarque qu'à l'instant $t= 2.44$ s, la température atteint son maximum de 1035.1 C°. De l'instant $t=2.44$ s à $t= 22$ s, la variation de la température en fonction du temps devient moins importante. Après 9 s la température reste constante ($T=424.01$ °C) un moment important.

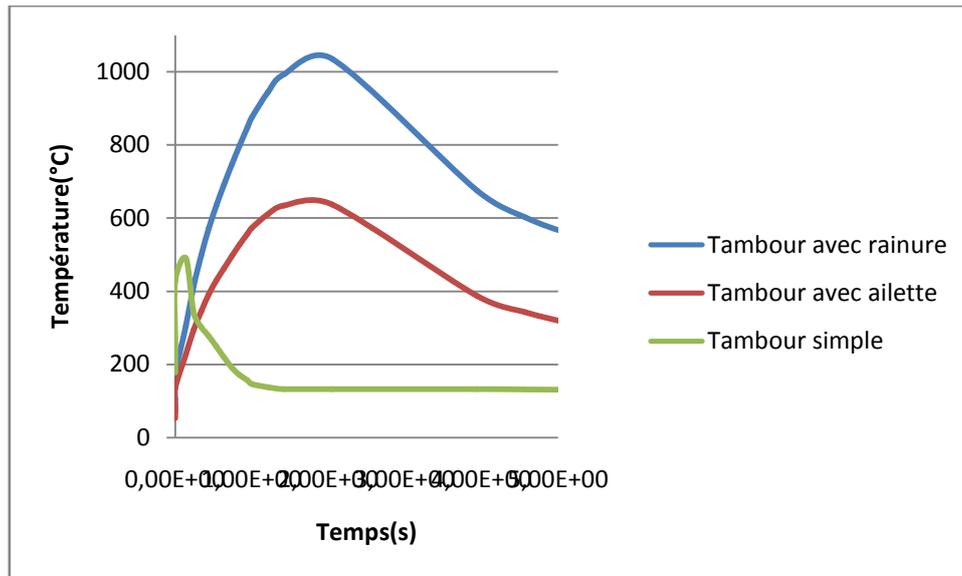


Fig.IV.27.Évolution de la température en fonction du temps pour différents type de forme (Tambour simple, tambour avec ailette et tambour avec rainure)

Dans la fig IV.27.on constate que la température maximale pour le tambour simple est inférieure par rapport les températures maximales pour le tambour avec rainure et tambour avec ailette .Donc la forme simple pour les tambours est le meilleure.

III.1.Introduction

La méthode des éléments finis fait partie des outils de mathématiques appliquées. Il s'agit de mettre en place, à l'aide des principes hérités de la formulation vibrationnelle ou formulation faible, un algorithme discret mathématique permettant de rechercher une solution approchée d'une équation aux dérivées partielles sur un domaine compact avec conditions aux bords et/ou dans l'intérieur du compact.

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.Modèles éléments finis

La modélisation éléments finis a été le choix privilégié pour les études numériques du phénomène au cours des dernières années. Les modèles associés présentent un très grand nombre de degrés de libertés et permettent de représenter fidèlement les géométries complexes que l'on peut trouver sur des systèmes industriels ou encore les surfaces complexes des interfaces de contact.

On peut diviser l'utilisation de ces modèles en deux grandes catégories :

- L'analyse de stabilité via un calcul des modes propres complexes du système linéarisé,
- L'analyse de stabilité via un calcul des modes propres complexes du système linéarisé,

La première application permet de prédire les fréquences potentielles de crissement [19]. En analysant les modes instables à partie réelle positive, tandis que la seconde permet une étude temporelle des vibrations non-linéaires engendrées par le phénomène [20].

L'utilisation de ce type de modèle autorise la prise en compte de l'amortissement des composants du système de freinage. Il a été montré dans de nombreux travaux que cet amortissement a une importance primordiale sur la stabilité du système. Il peut d'ailleurs comme le montre Fritz et al. [21] dé stabiliser un système.

Ce type de modélisation permet également d'étudier facilement les effets de la modification structurelle de certains composants, comme par exemple les plaquettes, pour la réduction ou la suppression des instabilités [22].

Enfin on peut noter que cette modélisation éléments finis est aussi sujette à un certain nombre de sensibilités qui affectent directement les résultats obtenus [23].

La communauté scientifique s'est intéressée ces dernières années à ce type de sensibilité sur des modèles assez simples de type disque/patin [24].



Fig.III.1. Évolution de la taille des modèles éléments finis pour l'étude du crissement, (a) modèle disque /patin [25], (b) modèle du système de freinage complet [26], (c) modèle du système de freinage avec sa suspension [27]

III.3.Réduction de modèles industriels

L'utilisation de la méthode des éléments finis a permis de représenter de plus en plus finement les différents composants d'un système de freinage comme l'illustre la fig.III.1.

On trouve aujourd'hui des modèles allant, jusqu'à prendre en compte la modélisation des bras de suspension [27].

Cependant, la complexification de ces modèles ainsi que la nature du problème dynamique associé (non linéarité de contact et de frottement, non linéarité matérielle) ont un impact direct sur les temps de résolution. Ces temps peuvent par ailleurs représenter une contrainte dans le cadre de travaux industriels où les plannings de développement sont très cadrés.

Certaines méthodes mathématiques de réduction de modèle ont permis de contrebalancer cette tendance à l'augmentation des temps de calcul tout en prenant en compte les non-linéarités des modèles, permettant de retranscrire son comportement dynamique.

Dans ce qui suit seront décrites les principales méthodes de réduction.

III.3.1. Méthode de Ritz

Cette méthode permet d'exprimer les déplacements globaux d'une structure à l'aide d'une base réduite de déplacements généralisés. La taille finale du modèle est exactement celle de la base réduite choisie.

Pour une réduction optimale, on choisira donc un nombre de déplacements généralisés le plus petit possible par rapport au nombre de déplacements globaux de la structure non réduite.

Cela dit, la pertinence de Cette méthode dépend directement de la capacité de la base initialement choisie à décrire les mouvements globaux. Cette méthode n'est efficace que pour des problèmes linéaires.

III.3.2. Troncature modale

La troncature modale est un cas particulier de la méthode de Ritz où cette fois-ci la base des déplacements généralisés est construite à l'aide d'un certain nombre de modes propres de la structure.

La solution du problème dynamique est alors exprimée comme une somme pondérée des différents modes retenus pour former la base de projection. Ces modes peuvent être calculés en imposant des conditions limites de déplacement soit libre soit fixe aux degrés de liberté des interfaces du système. La base modale retenue permet uniquement de décrire des problèmes linéaires.

III.3.3. Réduction de Craig & Bampton

Craig et Bampton définissent en 1968 [28]. Une méthode de Ritz pour laquelle la base se compose de deux familles de modes :

- Les modes propres de la structure en maintenant les interfaces fixes,
- Les modes statiques de liaisons qui correspondent aux déformées statiques du système quand les degrés de libertés de l'interface sont soumis à un déplacement unitaire.

Le vecteur des coordonnées physiques du système, \mathbf{q}_1 , s'exprime alors en fonction des coordonnées statiques de liaisons \mathbf{q}_B et des coordonnées modales $N'g$

$$\mathbf{q}_1 = \Phi_{IB} \mathbf{q}_B + \Phi_N \boldsymbol{\eta}_g$$

Avec Φ_{IB} la matrice des modes statiques de liaison et Φ_N la matrice composée des N

Premiers modes de la structure calculés pour $\mathbf{q}_B = 0$.

III.3.4. Méthode à interface libre

Cette méthode est une variante de la méthode de Craig & Bampton. Cette fois-ci la base de réduction se compose des modes propres libres de la structure et de modes statiques résiduels.

La conservation des degrés de libertés d'interface permise par la méthode de Craig & Bampton nous permettra d'introduire les non-linéarités associées au contact dans notre espace réduit. Son utilisation semble donc bien adaptée à la modélisation du phénomène de crissement.

De plus, cette méthode est déjà implémentée dans les logiciels qui composent la filière de calcul crissement mise en place chez PSA Peugeot Citroën et au sein de laquelle nos travaux s'inscriront.

III.4. Couplage de mode

Le phénomène de couplage modal peut être illustré par le modèle très simple (à deux Ddls) de Hoffman [29].

Ce modèle illustré à (la figure 2) prend en compte le déplacement tangentiel, x , et normal, y , à la surface de contact. Ces deux degrés de liberté sont couplés par un coefficient de frottement μ .

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} - \mu k_3 \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (\text{III.1})$$

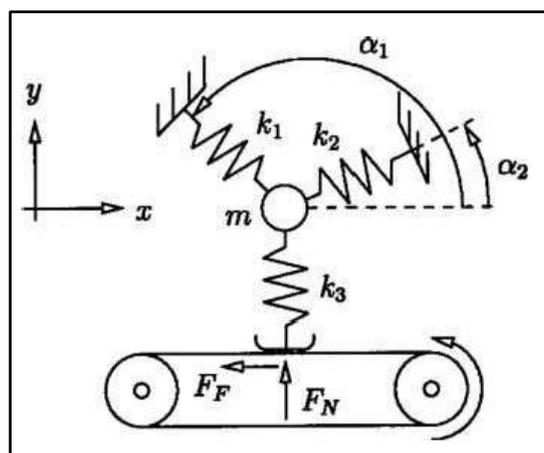


Fig.III.2. Modèle de Hoffman

III.4.1. Couplage thermomécanique

III.4.1.1. Couplage faible

Le couplage thermomécanique faible prend en compte que les effets de dilatation, c'est-à-dire les effets de la thermique sur la mécanique.

Les effets inverses, mécaniques sur thermiques, qui représentent les élévations de température dues aux déformations plastiques ne sont pas prises en considération.

III.4.1.2. Modèle de comportement thermomécanique

Lorsque les effets de la dilatation thermique sont pris en compte, le couplage thermomécanique s'exprime comme suit :

$$\{\varepsilon\} = [C_{el}]^{-1}\{\sigma\} + \alpha T\{I\} \quad (III.2)$$

Ou inversement :

$$\{\sigma\} = [C_{el}]\{\varepsilon\} - \alpha T[C_{el}]\{I\} \quad (III.3)$$

Avec:

$$\{\sigma\} = \begin{Bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{zz} \\ \sigma_{xy} \\ \sigma_{xz} \\ \sigma_{yz} \end{Bmatrix}, \quad \{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \varepsilon_{zz} \\ 2\varepsilon_{xy} \\ 2\varepsilon_{xz} \\ 2\varepsilon_{yz} \end{Bmatrix}, \quad \{I\} = \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (III.4)$$

$[C_{el}]$: Matrice du comportement élastique;

$\{I\}$: Vecteur identité au sens de la représentation vectorielle des contraintes et des déformations

α : coefficient de dilatation thermique.

On se place ici dans le cas de la dilatation thermique isotrope. Il est possible d'utiliser une dilatation anisotrope.

L'équation de comportement (III.4) exprime que:

- S'il y a élévation de température, il peut y avoir dilatation.
- S'il y a élévation de température sans possibilité de déformation, il y a compression du milieu.

III.5.Résolution par la méthode des éléments finis

III.5.1.Formulation du problème

La dilatation thermique s'exprime par l'équation :

$$\{\varepsilon_{th}\} = \alpha T \{I\} \quad (III.5)$$

Elle est complètement connue sur un élément dès lors que le problème de conduction thermique est résolu (c'est-à-dire que le champ de température $T(x, y, z)$ est calculé).

La déformation mécanique [30]:

$$\{\varepsilon_m\} = [C_{el}]^{-1} \{\sigma\} \quad (III.6)$$

Elle est inconnue et dépend de la résolution du problème thermique.

Pour la résolution du problème de mécanique, il s'agit d'imposer une partie de la déformation [30] :

$$\{\varepsilon\} = \{\varepsilon_m\} + \{\varepsilon_{th}\} \quad (III.7)$$

Or, il n'est pas possible d'imposer une partie de la déformation en éléments finis. Les seules quantités qui peuvent être imposées sont les déplacements, les efforts surfaciques et les efforts volumiques.

Le problème est donc réécrit en introduisant [30] :

$$\{\sigma_{th}\} = \alpha T [C_{el}] \{I\} \quad (III.8)$$

Une contrainte thermique initiale connue qui est en équilibre avec le champ de forces volumiques thermiques [30]:

$$\{\bar{f}_{th}\} = \int_{\Omega}^0 [\partial N]^t \{\sigma_{th}\} dV \quad (III.9)$$

Ce champ de forces volumiques $\{\bar{f}_{th}\}$ imposé à la structure libre crée le champ de contrainte $\{\sigma_{th}\}$, auquel correspond la dilatation thermique $\{\varepsilon_{th}\}$ par la relation de comportement.

Le problème mécanique sera résolu en appliquant le champ de forces volumiques thermiques $\{\bar{f}_{th}\}$ en plus du reste du chargement mécanique. Une fois le vecteur des déplacements nodaux $\{\bar{u}\}$ calculé, on déduit le champ de déformation [30]:

$$\{\varepsilon\} = [\partial N] \{\bar{u}\} = \{\varepsilon_m\} + \{\varepsilon_{th}\} \quad (III.10)$$

A partir de (III.10) on détermine :

$$\{\sigma\} = [C_{el}]\{\varepsilon\} - \{\sigma_{th}\} \quad (III.11)$$

Ce champ de contraintes thermiques $\{\sigma_{th}\}$ n'est pas un champ de contrainte associé aux effets thermiques seuls. En effet, la dilatation thermique sur une structure libre sous l'effet d'une élévation de température a lieu sans création de contrainte.

Le champ $\{\sigma_{th}\}$ est un artifice de calcul, c'est simplement la contrainte qui correspond à la dilatation $\{\varepsilon_{th}\}$ par la relation de comportement mécanique élastique. C'est pour cela qu'elle est retirée de la contrainte $[C_{el}]\{\varepsilon\}$ en fin de calcul.

III.5.2. Stratégie de résolution

La stratégie de résolution d'un problème thermomécanique faiblement couplé est décrite comme suit :

- Résolution du problème de conduction. Obtention du champ de températures nodales $\{\bar{T}\}$.
- Calcul dans chaque élément des contraintes thermiques : $\{\sigma_{th}\} = \alpha T [C_{el}]\{I\}$
- Calcul du vecteur des forces volumiques thermiques nodales par assemblage des termes élémentaires : $\{\bar{f}_{th}\} = \int_{\Omega} [\partial N]^t \{\sigma_{th}\} dV$
- Résolution du problème mécanique par application des charges mécaniques en plus du champ de forces nodales $\{\bar{f}_{th}\}$. Obtention du vecteur des déplacements nodaux $\{\bar{u}\}$.

III.6. La modélisation thermique du problème

III.6. 1. Equation de la chaleur

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

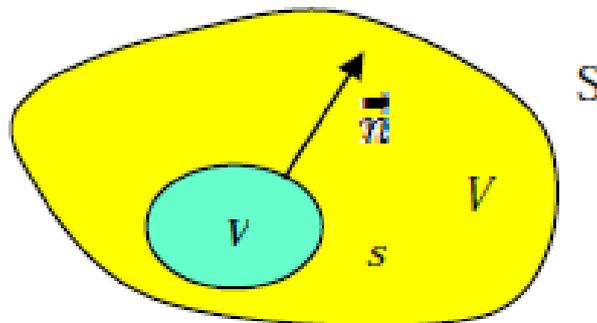


Fig.III.3 : Bilan thermique

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 [31] :

$$\int_v \rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} dv = \int_v q dv + \int_s -\vec{n} \cdot (-k \cdot \overrightarrow{\text{grad}T}) ds \quad (\text{III.12})$$

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

C_p : La capacité thermique massique ($\text{J}/\text{kg K}$)

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

En transformant la relation (III.12) en intégrale de volume à l'aide du théorème d'Ostrogorski, il en résulte

$$\int_v (\rho C_p T - \text{div}(-k \overrightarrow{\text{grad}T}) - q) dv = 0 \quad (\text{III.13})$$

Où :

$$T = \frac{\partial T}{\partial t} \quad (\text{III.14})$$

De l'équation (III.13), on déduit l'équation de chaleur suivante:

$$\rho C_p T - \text{div}(-k \overrightarrow{\text{grad}T}) - q = 0 \quad (\text{III.15})$$

Pour un matériau homogène et isotrope, l'équation (III.14) dans le repère orthonormé $\{x, y, z\}$ s'écrit :

$$\rho C_p T = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + q \quad (\text{III.16})$$

III.6.2. Forme différentielle

Résoudre un problème thermique consiste à chercher un champ de températures (x, y, z, t) à partir de l'équation (III.4) en tenant compte des conditions aux limites et initiales suivantes [31] :

III.6.2.1. Les conditions aux limites

$$\left\{ \begin{array}{l} T = T_p \text{ sur } S_T \\ \vec{n} \cdot (-k \overrightarrow{\text{grad}T}) = \varphi_s + h(T_f - T)_{\text{convection}} + \varepsilon \sigma (T_\infty^4 - T^4)_{\text{rayonnement}} \text{ sur } S_\varphi \\ S = S_T \cup S_\varphi, \quad S_T \cap S_\varphi = \emptyset \end{array} \right\} \quad (\text{III.17})$$

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

III.6.2.2. La condition initiale à l'instant $t = t_0$

$$T(x,y,z,t_0) = T_0(x,y,z) \quad (\text{III.18})$$

La quantité $r(T)$, appelée résidu de l'équation (III.14), est définie par :

$$r(T) = \rho C_p T - \text{div}(-k \overrightarrow{\text{grad}} T) - q \quad (\text{III.19})$$

III.6.2.3. Forme intégrale faible

Pour résoudre le problème défini par le système d'équations (III.17, III.18, III.19) 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.14) par une fonction arbitraire et intégrons sur le domaine V :

$$\int_V T^n r(T) dV = \int_V T^n (\rho C_p T - \text{div}(-k \overrightarrow{\text{grad}} T) - q) dV = 0 \quad \forall T^n \quad (\text{III.20})$$

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

En utilisant la relation :

$$\text{div}(f \overrightarrow{v}) = f \text{div} \overrightarrow{v} + \overrightarrow{v} \cdot \overrightarrow{\text{grad}} f \quad (\text{III.21})$$

L'équation (III.20) s'écrit :

$$\int_V T^n r(T) dV = \int_V \text{div}(T^n \cdot (k \overrightarrow{\text{grad}} T)) dV + \int_V \overrightarrow{\text{grad}} T^n \cdot (k \overrightarrow{\text{grad}} T) dV - \int_V T^n q dV = 0 \quad (\text{III.22})$$

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

$$\int_V \text{div}(T^n \cdot (k \overrightarrow{\text{grad}} T)) dV = \int_{S_\infty} T^n \vec{n} \cdot (k \overrightarrow{\text{grad}} T) dS - \int_{S_T} T^n \vec{n} \cdot (k \overrightarrow{\text{grad}} T) dS \quad (\text{III.23})$$

Et posons la condition $T^* = 0$ sur ST , d'où annulation de la dernière intégrale. En utilisant la relation (III.23), les conditions aux limites (III.17) et l'équation (III.22), on obtient la formulation intégrale faible d'un problème thermique :

$$\int_V T^n \rho C_p dV + \int_V \overrightarrow{\text{grad}} T^n \cdot (k \overrightarrow{\text{grad}} T) dV - \int_V T^n (\varphi_s + h(T_f - T) + \varepsilon \sigma (T_\infty^4 - T) - q) dV - \int_V T^n q dV = 0 \quad \forall T^n \quad (\text{III.24})$$

Avec :

La condition aux limites : $T = T_p$ sur ST et la condition :

$$T(x,y,z,t_0) = T_0(x, y, z) \tag{III.25}$$

III.7. Forme discrétisée : éléments finis

La solution analytique du système d'équations (III.24, III.25) 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.7.1.Représentation élémentaire (ou locale) du champ de températures

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

$$T^n(x,y,z,t)=[N_1^0(x, y, z) \dots N_i^0(x,y,z)\dots N_{n^0}^0(x, y, z)] \begin{Bmatrix} T_1^0(t) \\ T_i^0(t) \\ T_{n^0}^0(t) \end{Bmatrix} = [N^0(x, y, z)]\{T^0(t)\} \tag{III.26}$$

n^0 : Le nombre de noeuds de l'élément

$N_i^0(x,y,z)$: Les fonctions d'interpolation élémentaires

$N^0(x, y, z)$: La matrice d'interpolation élémentaire

$\{T^0(t)\}$: Le vecteur de température des noeuds de l'élément (e).

III.7.2.Représentation globale du champ de températures

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

$$T(x,y,z,t)=[N_1(x, y, z) \dots N_i(x,y,z)\dots N_n(x, y, z)] \begin{Bmatrix} T_1(t) \\ T_i(t) \\ T_n(t) \end{Bmatrix} = [N(x, y, z)]\{T(t)\} \tag{III.27}$$

n : Le nombre de noeuds 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 :

$$N_i^0(x_f, y_f, z_f) = \delta_{if}, N_i(x_f, y_f, z_f) = \delta_{if} \quad \forall i, f \quad (\text{III.28})$$

x_f, y_f, z_f : Coordonnées du noeud j .

III.7.3.Partition des degrés de liberté

Effectuons une partition des degrés de liberté en températures inconnues et connues

T_p -[32] :

$$\{T\} = \begin{Bmatrix} \{T_L\} \\ \{T_p\} \end{Bmatrix} \quad (\text{III.29})$$

Où le vecteur T_p regroupe les températures (connues) des noeuds situées sur la surface S_t .

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

$$[N] = [[N_L][N_P]] \quad (\text{III.30})$$

D'où l'expression de T et T'

$$T = [[N_L][N_P]] \begin{Bmatrix} \{T_L\} \\ \{T_p\} \end{Bmatrix}, T' = [[N_L][N_P]] \begin{Bmatrix} \{T'_L\} \\ \{0\} \end{Bmatrix} = [N_L]\{T'_L\} = \delta T \quad (\text{III.31})$$

III.8.Discrétisation de la forme intégrale faible

III.8.1.Conditions initiales et conditions aux limites

La température du disque est constante est égale :

$$T(x,y,z,t) = 60^\circ \text{ C à l'instant } t = 0 \quad (\text{III.32})$$

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.8.2.Discrétisation de la forme intégrale faible

De l'expression du champ de températures T :

$$T = [N] \{T\} \quad (\text{III.33})$$

On déduit

$$T'=[N]\{T'\} \quad (III.34)$$

Et

$$\{grad T\} = [B]\{T\} avec [B] = [\{B_1\} \dots \{B_i\} \dots \{B_n\}] \quad (III.35)$$

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

$$\{B_i\} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial x} \\ \frac{\partial N_i}{\partial y} \\ \frac{\partial N_i}{\partial z} \end{Bmatrix} \quad (III.36)$$

De même :

$$T'=[N]\{T'\}=\{T^*\}^T [N]^T, \{grad T^*\}=\{B\}\{T^*\}, \{grad T^*\}^T = \{T^*\}^T = \{T^*\}^T [B]^T \quad (III.37)$$

En remplaçant cette relation dans l'équation (III.24) il vient [31]

$$\{T^*\}^T ([C]\{T'\} + [K]\{T\} - \{F\}) = 0 \quad (III.38)$$

$$[C] = \int_V \rho C_p [N]^T [N] dV \quad (III.39)$$

$$[K] = \int_V [B]^T [\gamma][B] dV + \int_{S_\varphi} h [N]^T [N] dS \quad (III.40)$$

$$\{F\} = \int_V [N]^T q dV + \int_{S_\varphi} [N]^T (S_\varphi + hT_f + \varepsilon\sigma(T_\infty^4 - T^4)) dS \quad (III.41)$$

[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)

III.9. Formulation de l'équation du flux de chaleur entrant dans le tambour

Il ya plusieurs méthodes pour le calcul de la chaleur absorbée par les tambours, mais la méthode commune est de calculer le flux de chaleur.

La première méthode pour calculer le flux de chaleur est donnée par [3]:

$$q_{fr} = \mu P_R R \omega \quad (III. 42)$$

μ : coefficient de frottement

P_R : Pression du contact entre garniture et tambour

R : la distance entre le point d'application de la force actionnant sur le pince et le centre du tambour

ω : la vitesse angulaire du tambour

La seconde méthode pour calculer le flux de chaleur est basée sur la loi de la conservation de l'énergie, quand un véhicule freine d'une vitesse initiale à une vitesse donnée, la quantité de chaleur dissipée peut être estimée comme suit [7]:

$$Q = \frac{1}{2}mv_1^2 - \frac{1}{2}mv_2^2 + mg(\pm i - f)S \quad (\text{III. 43})$$

Où :

v_1 : vitesse initiale

v_2 : vitesse après freinage, égale à 0 pour un freinage d'arrêt

m : masse du véhicule

g : accélération de la pesanteur

i; pente de la route (positive dans le cas descendant et négative dans le cas ascendant)

f: coefficient de la résistance au roulement des pneus

S: la distance de freinage

En dérivant par rapport au temps l'équation (III.43) on obtient le flux de chaleur [3]:

$$q_r = mav + mg(\pm i - f)v \quad (\text{III. 44})$$

Où :

a : décélération ;

v : vitesse instantanée.

Dans ce travail procède à une simulation numérique dans le logiciel SOLIDWORKS et ANSYS pour la détermination quatre géométries différentes et deux matériaux distincts, faisant ainsi, on cherche à étudier l'efficacité d'échange de la chaleur par convection. Les résultats seront exploités pour lancer une simulation avec ANSYS WORKBENCH afin de déterminer l'évolution du champ de température en fonction du temps et également les champs de contraintes et déformations mécaniques.

La remarqué dans le chapitre IV que le tambour durant le freinage subit deux variations brusques de la température et qu'il existe un instant $t=4s$ où la température atteint son maximum. Dès le début de freinage et jusqu'à l'instant $t=4s$ il y a une élévation brusque et rapide de la température, après cet instant et jusqu'à la fin du freinage la température diminue rapidement. Ce changement brusque de température est à l'issue du phénomène de Craquelures par chocs thermiques

En analysant les résultats on voit clairement que la fonte mallable choisi dans cette étude est plus performante que l'alliage d'aluminium soit en ce qui concerne le comportement thermique ou mécanique. et la variation de température a une relation avec la masse et la forme de tambour.

Conclusion générale

On procède à une simulation numérique dans le logiciel SOLIDWORKS et ANSYS pour la détermination du coefficient de convection pour quatre géométries différentes et deux matériaux distincts, faisant ainsi. Les résultats seront exploités pour lancer une simulation avec ANSYS WORKBENCH afin de déterminer l'évolution du champ de température en fonction du temps.

La remarqué dans le chapitre IV que le tambour durant le freinage subit deux variations brusques de la température et qu'il existe un instant $t=4s$ où la température atteint son maximum. Dès le début de freinage et jusqu'à l'instant $t=4s$ il y a une élévation brusque et rapide de la température, après cet instant et jusqu'à la fin du freinage la température diminue rapidement. Ce changement brusque de température est à l'issue du phénomène de Craquelures par chocs thermiques.

Suivant les résultats la zone touchée par cette variation est la surface de contact (surface interne du tambour appelée aussi la piste).

Dedicaces

Je dédie ce mémoire :

*A mes très chers parents qui m'ont toujours
soutenu et encouragé Que DIEU les protège*

*A mes chers frères A mes chères sœurs : abdelah et
ahmed et ma fleur razika*

et toute la promotion 2018

A tous mes amis

MERABET Mohamed el amine

Dedicaces

Je dédie cette mémoire :

*A mon père et à ma mère (Abdel Razzaq et
Fadila)*

*A mes frères: Fatima, Khaira, Karima,
Abdelkader, Mohammed, Ghrissi, Boudkhil et ma
future femme belarbi linda*

*Sans oublier mon cher ami Aissaoui Fouad et tous
les amis*

Boumelik tahar

Le système de freinage est un système pour ralentir, voire immobiliser, les parties mobiles d'une machine ou d'un véhicule en mouvement.

Avec le développement de nouvelles technologies dans l'industrie automobile. Les véhicules deviennent de plus en plus efficaces. Les systèmes de freinage doivent être considérés comme un dispositif de sécurité principale.

Ce sont des freins inventés au début des années 1970 en Allemagne où se trouvaient les freins Sauvés. Deux principales techniques de freinage développées au fil du temps sont les freins à cylindre et les freins à disque. Un système de freinage efficace assure la sécurité pendant la conduite «il est important que vous ayez le meilleur ajustement pour votre véhicule.

Lorsque les freins sont serrés, les véhicules s'arrêtent de fonctionner en appliquant le frottement sur les roues. Son fonctionnement est basé sur la dissipation de l'énergie cinétique du véhicule en énergie thermique. Le frottement des pièces mobiles (rotors) sur les pièces fixes (stators) est généralement utilisé. Le frein est donc un système d'absorption de la chaleur. Son efficacité est liée à la capacité de ses constituants à absorber la chaleur et à résister, ainsi que le coefficient de frottement entre eux.

La chaleur est produite dans le processus. La conversion de l'énergie cinétique en rotation de la roue crée le réchauffement pour ralentir le volant. Cette efficacité, non seulement peut être appliquée sur la roue dont le freinage dépend de la force mais aussi elle peut être appliquée sur le poids du véhicule et sur la zone d'utilisation de la force de freinage. Un autre facteur qui agit grandement, affecte la façon dont le frein est dissipé dans la forme générée qui détermine la durée de vie des matériaux de frein.

Les freins à rouleaux sont appelés ainsi parce que le composant principal est le rouleau rond qui tourne avec les roues. A l'intérieur du rouleau, les patins sont équipés pour créer le frottement de freinage nécessaire qui est plaqué contre le rouleau. Lorsque vous êtes sur les pédales de frein par la force hydraulique, ils stimulent les chaussures pour causer des frictions et arrêter le volant. Ce frein inventé dès le début des années 70 en Allemagne est venu au secours du frein en cas de situation de danger lors de la conduite.

Ce mémoire comporte quatre chapitres :

- Le premier chapitre est une étude bibliographique sur le système de freinage, leurs matériaux et rappel sur la tribologie: L'usure et frottement
- Le deuxième chapitre présente les modes de transfert thermique et donne méthode d'évaluation de la quantité du flux thermique de friction entrant dans le tambour.
- Le troisième chapitre est dédié à la modélisation numérique et son application dans le logiciel ANSYS v 13.0 pour une simulation thermique qui va permettre de trouver la distribution de la température dans le tambour.
- Le quatrième chapitre expose les résultats obtenus après les simulations numériques ainsi que leurs interprétations.

Liste de figure

Fig. I.1 Système de freinage classique	5
Fig. I.2.Schéma structure générale d'un système de freinage	6
Fig .I.3 Ralentisseurs électriques	9
Fig .I.4. Ralentisseurs hydrauliques	10
Fig .I.5.Composition double circuit de freinage	11
Fig. I.6. Les composants de frein à disque	12
Fig. I.7. Frein à disque	13
Fig.I.8.Illustration d'un shim assemblé de manière mécanique au dos d'une plaquette	14
Fig. I.9. Schéma de l'ABS	17
Fig.I.10. Le système ABS	17
Fig.I.11.Frein à tambour	19
Fig.I.12. Montage d'un frein à tambour	20
Fig.I.13. Fonctionnement d'un frein à tambour, au repos (a) et lors du freinage (b)	21
Fig I.14.Frein à tambour Simplex	22
Fig. I.15.Frein Duplex	22
Fig. I.16. Frein à tambour Servo et Duo-Servo	23
Fig. I.17. Domaines de la tribologie	24
Fig.II.1.Gradient de température	28
Fig.II.2.Loix de Fourier.	29
Fig.II.3 : Résistance thermique	30
Fig.II.4.Définition d'un élément de surface d'échange	33

Fig. II.5 : Profils des vitesses pour les couches limites laminaire et turbulente dans un écoulement sur une plaque plane.	35
Fig.II.6.Elément en rayonnement	36
Fig.III.1. Évolution de la taille des modèles éléments finis pour l'étude du crissement, (a) modèle disque /patin, (b) modèle du système de freinage complet, (c) modèle du système de freinage avec sa suspension	43
Fig.III.2. Modèle de Hoffman	45
Fig.III.3 : Bilan thermique	48
Fig.III.4 : Organigramme principal de résolution de système d'équations par la M.E.F.	
Conclusion	54
Fig IV.1 Présentation SolidWorks	57
Fig IV.2.Présentation ansys	58
FigIV.3.etude riele	59
Fig.IV.4.Tambour simple géométrie.	60
Fig. IV.5:Tambour simple modifié avec ailette.	60
Fig.IV.6.Tambour simple avec rainure	61
Fig. IV.7.Modèle complet dans CFD	62
FigIV.8.Maillage de tambour simple (Aluminium)	63
Fig IV.9.Distribution de la température t=4s	64
Fig.IV.10.Changement de température (tambour simple d'aluminium)	65
Fig.IV.11.Évolution de la température en fonction du temps	65
Fig IV.12.Maillage de tambour simple (fonte malléable)	66
Fig IV.13.Distribution de la température t=4s	66
Fig.IV.14.Changement de température (tambour simple fente)	68

Fig.IV.15.Évolution de la température en fonction du temps.....	68
Fig .IV.16.Évolution du deux la température (fonte malléable et aluminium) en fonction du temps	68
FigIV.17.Distribution de la température t=4s.....	69
Fig.IV.18.Changement de température (non chargé).....	70
Fig.IV.19.Évolution de la température en fonction du temps.....	71
Fig.IV.20. Distribution de la température t= 4s	71
Fig.IV.21.Changement de température.....	72
Fig.IV.22.Évolution de la température en fonction du temps	73
Fig.IV.23.Distribution de la température.....	73
Fig.IV.24.Changement de température	74
Fig.IV.25.Évolution de la température en fonction du temps	74

Liste de tableau

Tab IV.1.Fiche technique d'un véhicule	59
Tab.IV.2.Caractéristiques de maillage	62
Tab.IV.3 les caractéristiques d'aluminium (Alliage 1060)	63
Tab.IV.4.les caractéristiques de La fonte malléable	66
Tab.IV.5.Caractéristiques maillage	66
Tab.IV.6.Caractéristiques de maillage	69
Tab.IV.7.Caractéristiques de maillage	71
Tab.IV.8.Caractéristiques de maillage	73

NOMONCLATURE

Symbole	Désignation	Unité
T	Température	C°
t	temps	s
P	puissance thermique instantanée	W
q	densité de flux de chaleur	W/m ²
k	conductivité thermique	W/m K
S	surface	m ²
v	vitesse	m/s
W	puissance mécanique	W
Q	puissance calorifique	W
\dot{m}_i	débit massique	kg/s
H _i	enthalpie massique	J/kg
z _i	altitude	m
g	Accélération de la pesanteur	m/s ²
V	volume	m ³
ρ	masse volumique	Kg/m ³
C _p	chaleur massique	J/kg K
q _p	puissance calorifique spécifique	W/m ³
h	Coefficient de convection	W/m ² K
u _∞	vitesse	m/s
L	longueur caractéristique	m
Nu	Nombre de Nusselt	
Pr	nombre de Prandtl	
μ	Viscosité dynamique	Kg/m s
Re	Nombre de Reynold	
σ	Constante de Stefan	W/m ² K ⁴
ϵ_P	Facteur d'émission de la surface	
{ ϵ }	Vecteur déformation	
{ σ }	Vecteur contrainte	MPa
{I}	vecteur identité	
[C _{el}]	matrice du comportement élastique	
α	coefficient de dilatation thermique	K ⁻¹

Références bibliographiques

- [1] Projet de fin d'études En vue de l'obtention du diplôme de Master. Thème : Le frein automatique d'un véhicule. BOUKHEDDIA F.Z Promotion: 2011-2012
- [2] GAGNE .Wilfrid. " Etude sur le freinage automobile ". Préparation à l'agrégation de mécanique 2002-2003
- [3] MAXun et ZHANG Jiwei, Numerical Simulation and Analysis for Transient Thermal Field of a Drum Brake Based on the Test, 97S-1-4244-7237-6/10/\$26.00 ©2010 IEEE
- [4] Hubert Mèmeteau. Technologie fonctionnelle de l'automobile: Tome 1, Le moteur et ses auxiliaires, Dunod, 13 juin 2002 - page 33
- [5] Islam Ait-Hammouda. Modélisation hybride des algorithmes d'anti-blocage des roues (ABS) .2007. page 96
- [6] PARTH BHARAT BHIVATE, « MODELLING & DEVELOPMENT OF ANTILOCK BRAKING SYSTEM », Bachelor of Technology (B. Tech)
- [7] Jingyu Liu, Yuan Feng, Hui Liu, Tao Wang, Xuna Guo, Shuo Zhang , Numerical Simulation and Computation for Transient Temperature Field of Drum Brake 978 4244-8039-5/11/\$26.00 ©2011 IEEE
- [8] G.R. Nicolet, "Conception et calcul des éléments de machine volume 1", version 1, juin 2006 école d'ingénieurs de FRIBOURG (E.I.F)
- [9] ETUDE THERMOMECHANIQUE DES DISQUES DE FREIN Application du Code de Calcul ANSYS v11.0, UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE D'ORAN Mohamed Boudiaf, FACULTE DE GENIE MECANIQUE DEPARTEMENT de GENIE MECANIQUE, thèse Présentée par BELHOCINE ALI
- [10] THÈSE AMÉLIORATION DE LA PRÉDICTIONNÉ DES CALCULS DE CRISSEMENT DE FREIN L'ÉCOLE CENTRALE DE LYON Numéro d'ordre : 2016 – 06 Année 2016 par Olivier FAZIO
- [11] Michel Houdé. "Introduction aux phénomènes de transfert". Université de Technologie Compiègne. France (1994-1998)
- [12] YVES JANNOT. " Transferts Thermiques " Ecole des mines Nancy 2009
- [13] PHILIPPE MARTY . " cours de transferts thermiques conduction et rayonnement" Université Joseph fourier Grenoble septembre 2001
- [14] Claude SAINT-BLANQUET. Bernard FOURCHER "Conduction de la chaleur" Université de Nantes 2001
- [15] Jean-Luc Battaglia, Andrzej Kusiak, Jean-Rodolphe Puiggali, "Introduction au transfert thermique", 2014 (2ème édition)

Références bibliographiques

- [16] F. KREITH "Transmission de la chaleur et Thermodynamique" Université du Colorado, 1967
- [17] J. BRAU, 2006 INSA de Lyon, "cours de transfert de chaleur par rayonnement"
- [18] 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 Carolina March 12, 2004
- [19] F. Massi, L. Baillet, O. Giannini, and A. Sestieri. Brake squeal : Linear and nonlinear numerical approaches. *Mechanical systems and Signal Processing*, 21(6) :2373–2393, 2007
- [20] J.-J. Sinou. Transient non-linear dynamic analysis of automotive disc brake Squeal - on the need to consider both stability and non-linear analysis. *Mechanics Research Communications*, 37 :96–105, 2010
- [21] G. Fritz, J.-J. Sinou, J.-M. Duffal, and L. Jezequel. Effects of damping on brake squeal coalescence patterns - application on a finite element model. *Mechanics Research Communications*, 34(2) :181–190, 2007
- [22] Nouby M. Ghazaly and W. F. Faris. Optimal design of a brake pad for squeal noise reduction using response surfacemethodology. *International Journal of Vehicle Noise and Vibration*, 8(2) :125–135, 2012
- [23] T. Butlin and J. Woodhouse. Sensitivity of friction-induced vibration in idealised systems. *Journal of Sound and Vibration*, 319(1) :182–198, 2009
- [24] D. Guan, X. Su, and F. Zhang. Sensitivity analysis of brake squeal tendency to substructures' modal parameters. *Journal of sound and vibration*, 291(1) :72– 80, 2006), (J. Huang, C. M. Krousgrill, and A. K. Bajaj. Modeling of automotive drum brakes for squeal and parameter sensitivity analysis. *Journal of Sound and Vibration*, 289(1) :245–263, 2006
- [25] N. Coudeyras. Analyse non-linéaire des instabilités multiples aux interfaces frottantes. PhD thesis, Ecole centrale de Lyon, 2010
- [26] M. Esgandari and O. Olatunbosun. Implicit–explicit co-simulation of brakenoise. *Finite Elements in Analysis and Design*, 99 :16–23, 2015
- [27] T. Tison, A. Heussaff, F. Massa, I. Turpin, and R.F. Nunes. Improvement in the predictivity of squeal simulations : Uncertainty and robustness. *Journal of Sound and Vibration*, 333(15) :3394–3412, July 2014
- [28] M. CC Bampton and R. R. Craig, JR. Coupling of substructures for dynamic analyses. *AIAA Journal*, 6(7) :1313–1319, 1968

Références bibliographiques

- [29] N. Hoffmann, M. Fischer, R. Allgaier, and L. Gaul. A minimal model for studying properties of the mode-coupling type instability in friction induced oscillations. *Mechanics Research Communications*, 29(4) :197–205, 2002
- [30] NICOLAS RANC, "Couplage thermomécanique", *TECHNIQUES DE L'INGÉNIEUR*, article N°af5042 date de publication 10/07/2003
- [31] Yves Debard . "Méthode des éléments finis : thermique Master Modélisation Numérique et Réalité Virtuelle" Université du Maine mars 2006
- [32] K. H. Huebner , E. A. Thornton et T. G. Byron " The finite element method for engineers", Wiley,1995

Remerciements

Nous voudrais d'abord remercier ALLAH le plus puissant de nous avoir donné la force pour réaliser ce travail de master

Nous remercie sincèrement mon promoteur monsieur Dr.khatir Tawfiq responsable du projet, qui m'a donné des conseils et des suggestions pour la conception du logiciel que j'ai développé.

Nous tiens aussi à remercier Me.boukhadia et Mr medjahed et pour m'avoir des aidé dans la réalisation des programmes

J'adresse mes plus vifs remerciements aux membres du jury pour l'honneur qu'ils me font en acceptant la charge de juger ce travail.

Nous tiens surtout à apporter mes vifs remerciements à mes parents qui m'ont soutenu durant ce travail.

Enfin, je ne voudrais pas non plus oublier tous mes amis pour leurs aides et leur orientations