

Analyse de la contribution du transfert thermique des disques tournants (disque de frein) uniformément chauffés

M. Benramdane^{1*}, Y. Khadraoui¹ et N. Bibi-Triki²

¹ Laboratoire EOLE, Département de Génie Mécanique, Faculté des Sciences de l'Ingénieur
Université Abou Bekr Belkaïd, Tlemcen, Algérie

² Laboratoire URMER, Département de TCT, Faculté des Sciences,
Université Abou Bekr Belkaïd, Tlemcen, Algérie

(reçu le 25 Novembre 2008 – accepté le 25 Janvier 2009)

Résumé - Les recherches dans le domaine du transfert thermique transitoire sont d'une grande importance, tant sur le plan fondamental que sur le plan appliqué. L'une des applications la plus courante comprend l'analyse du transfert de chaleur externe d'un corps tournant de température élevée soumis à un refroidissement. Les machines fonctionnant à grandes vitesses, telles que les voitures de course, les trains rapides (TGV et autres), les avions, etc., sont équipées actuellement de disque de freins de conception particulière permettant un transfert thermique intensif qui dépend de plusieurs facteurs parmi lesquels, la conception géométrique du disque, le matériau dont il est constitué et la nature de l'écoulement du système de refroidissement. L'objectif de ce travail porte sur la caractérisation et l'analyse de l'effet de la conduction thermique du disque de frein pour différentes configurations géométriques, chauffé à la température de freinage uniforme et soumis au refroidissement. Cette approche permet d'identifier tous les facteurs et paramètres entrant en jeu pendant l'opération de freinage et mettre en valeurs les caractéristiques dominantes du système.

Abstract - Research in the field of the transfer thermal transient is of great importance as well on the fundamental level as on the level applied. One of the applications most current includes/understands the analysis of the turning external transfer of heat of a body of high temperature subjected to a cooling. Machines functioning at high speeds such as the racing cars, the express trains (TGV and others), planes..., are currently equipped with disc of brakes of particular design allowing an intensive thermal transfer which depends on several factors among which, geometrical design of the disc, the materials of which it is made up and the nature of the flow of the system of cooling. The objective of this work concerns the characterization and effect of the thermal conduction of the disc of brake for various geometrical configurations analyzes, heated at the temperature of braking uniform and subjected to cooling. This approach makes it possible to identify all the factors and parameters entering concerned during the operation of braking and to emphasize the dominant characteristics of the system.

Key words: Disc of rotary brake - Disc of bored brake - Cooling with air - Modelling of turbulence - Fluent software.

1. INTRODUCTION

La construction des disques de freins est l'objet de nombreuses études dans le domaine de l'industrie automobile, trains et avions. En effet, il met en jeu la sécurité des voyageurs qui occupent une place primordiale dans le cahier de charges. Aussi, la

* benramdane2006@yahoo.fr

recherche s'est portée sur le contact de deux pièces frottantes l'une sur l'autre. Cela implique de nombreux phénomènes: l'élévation de la température, l'usure des pièces.

L'une des préoccupations majeures des constructeurs est de trouver le matériau qui résiste le mieux aux températures élevées, car les aciers ont une température de fusion qui ne dépasse pas les 1500 K [1]. Les matériaux qui ont une température de fusion élevée sont les composites (3000 K), mais leur coût de revient est très élevé. L'une des solutions envisageables, qui est l'objectif de ce travail, est de trouver les moyens pour évacuer le maximum de l'énergie dissipée en chaleur vers le milieu extérieur afin de limiter l'échauffement des pièces.

Le présent travail consiste à une amélioration sur la conception des disques de freins, choisir le matériau qui s'adapte en fonction des conditions d'utilisations et dont le prix de revient est moins cher. Cela revient à imposer les conditions suivantes:

- La réduction de grammage de ce disque (moment d'inertie);
- L'auto nettoyage de disque car, les frottements disque - plaquettes aux hautes températures provoquent une poussière qui influe sur le rendement de freinage;
- La diminution de bruit au moment de freinage, car la bonne répartition des trous de ventilation diminue le bruit;
- Et enfin, le refroidissement du disque de frein.

Les critères d'un bon refroidissement découlent des principes de transfert de chaleur. Par conséquent, pour obtenir un échange intensif de chaleur dans de tels systèmes, il est nécessaire d'assurer un écoulement du fluide de refroidissement. Pour ce faire, nous avons effectué une étude sur l'analyse de refroidissement d'un disque de frein tournant avec une grande vitesse de rotation avec différentes configurations.

2. DIFFERENTS TYPES DE DISQUES ET LEURS CARACTERISTIQUES

Améliorer les performances des disques eux-mêmes passe par les trois types de modifications: les ventiler, les rainurer et les percer.

2.1 Les disques ventilés

Les disques ventilés équipent les voitures modernes, (Fig. 1.a). Ceux sont les plus efficaces, du point de vue thermique, sur les petites surfaces. Les nouvelles technologies ont fait des progrès sur les matériaux des plaquettes. Un disque ventilé plus petit a l'avantage comparativement à un disque solide plus gros, en ce qui concerne le gain d'inertie.

2.2 Les disques rainurés

La raison pour laquelle on rainure les disques est trop souvent mal comprise. Les gens croient généralement que les rainures sont là pour améliorer le refroidissement. Il n'en est rien. Elles sont là pour nettoyer la surface de la plaquette et briser la couche gazeuse qui peut se former entre la plaquette et le disque quand les hautes températures sont atteintes. En pratique, la chaleur crée des poussières et des gaz entre le disque et la surface de la plaquette, réduisant ainsi l'efficacité, (Fig.1.b).

2.3 Les disques percés

Le perçage des disques permet en plus du refroidissement, le nettoyage des disques, (Fig. 1.c). Les trous sont plus efficaces avec le temps car ils sont plus ou moins auto-nettoyants. Mais l'augmentation du nombre de trous réduit la surface de friction, un

disque avec une masse insuffisante (diamètre trop petit ou trop fin) a tendance à craqueler et casser.



a- Disque ventilé

b- Disque rainuré

c- Disque percé

Fig. 1: Différents types de disques

3. DETERMINATION DE L'ÉPAISSEUR DU LIMBE DU ROTOR DE FREIN

Comme il faut réduire au minimum l'inertie du rotor de frein, l'épaisseur e du limbe sera le minimum compatible avec sa résistance mécanique. On prendra généralement les valeurs données dans le tableau suivant en fonction du diamètre du rotor de frein. Pour un usage automobile, le diamètre extérieur du rotor étant limité par l'encombrement de la jante, il est plus facile de parler de volume utile du rotor dans sa zone de friction (tenant compte de l'épaisseur e du limbe) et de surface des garnitures (**Tableau 1**) [2].

Tableau 1: Usage industriel _ épaisseur du limbe des rotors de freins

Diamètre du rotor	Épaisseur du limbe (mm)
Au-dessus de 0,60 m	6
De 0,30 à 0,60 m	8
Jusqu'à 0,30 m	10

Ces valeurs constituent un minimum.

Il est nécessaire de prévoir le remplacement du disque après 1 mm d'usure

4. MATERIAUX

L'étude du comportement thermomécanique des revêtements en freinage vise d'une part, à identifier et caractériser les phénomènes à l'interface des surfaces de friction et, d'autre part, à identifier les couplages entre les propriétés physico-chimiques, thermiques et mécaniques du matériau durant le contact. Ces activités se déclinent en deux parties : le comportement des revêtements épais et des matériaux multicouches et les relations entre le contact, les frottements et l'instabilité.

4.1 Propriétés [1]

Le carbone présente des caractéristiques plus intéressantes que celles des aciers pour réaliser des puits de chaleur de freins.

a- La capacité thermique massique est beaucoup plus élevée: 1,35 kJ/kg.°C au lieu de 0,52 kJ/kg.°C.

b- Le point de fusion est beaucoup plus élevé: sublimation au-delà de 3000 °C au lieu de fusion à 1450 °C.

c- Le coefficient de friction est plus élevé: 0,14 à 0,18 en freinage maximal au lieu de 0,08 à 0,1.

d- La conductivité thermique est plus élevée: 110 au lieu de 36 W/m.°C.

e- En revanche, d'autres paramètres sont moins favorables.

- La masse volumique du composite carbone/carbone autour de 1,75 conduit à un volume de puits de chaleur un peu plus grand que celui d'un puits de chaleur acier de performances équivalentes (10 à 20 %).
- La sensibilité à l'humidité du carbone peut être gênante, alors qu'elle est quasiment nulle pour l'acier. En effet, le carbone/carbone est poreux: sa masse volumique est d'environ 1,75 pour une valeur théorique (carbone pur) de 2,2 et il absorbe de l'humidité [1].

4.2 Masse

Bien entendu, il est souhaitable à performances égales de diminuer la masse des freins. Avec les freins carbonés, on est limité par la température atteinte en fin de freinage maximal, du fait de la dégradation de l'environnement du puits de chaleur. La seule solution serait d'utiliser un matériau dont la capacité thermique massique serait supérieure à celle du carbone.

Il semble qu'il n'en existe pas d'utilisable à l'heure actuelle. Les solutions de refroidissement des freins à eau perdue et qui peuvent être séduisantes posent trop de problèmes, bien que certains 'inventeurs' les proposent périodiquement.

Un léger gain pourrait être obtenu avec un matériau carbone dont le coefficient de friction serait plus élevé, ce qui permettrait de réduire la dimension des pistons. Malheureusement, dans ce domaine, plus le coefficient de friction est élevé, en principe plus l'usure l'est aussi.

5. REFROIDISSEMENT

Après avoir exposé les problèmes soulevés par le système de freinage, puis une description du principe de fonctionnement, le présent travail propose la conception d'un disque de freins percé, suivie de quelques essais comparatifs, pour enfin conclure sur la validation et l'intérêt d'un tel dispositif.

Un disque de frein est intimement lié à l'augmentation de la température au cours de freinage.

Lorsqu'on examine les possibilités de transférer de la chaleur d'un milieu (chaud) à un autre (froid), on constate qu'il existe trois grandes parties de transfert. Chacune de ces parties se rattache à un mode de transfert de chaleur et chacun de ces modes étant lui-même lié à un processus physique bien déterminé.

6. POSITIONNEMENT DU PROBLEME

Les disques de frein qui équipent les voitures de grandes vitesses, telles que les voitures de courses, les trains (TGV), les avions actuels sont percés et d'épaisseur variable d'un véhicule à un autre. Ils sont faits en acier allié à haute limite élastique, au cours de freinage, chaque surface du disque reçoit un flux égal, uniformément réparti

entre les diamètres $2(r_d - (r_d - l_e))$; chaque disque est frotté par deux garnitures composées chacune de deux 'haricots', de longueur radiale l_e :

Lors du freinage pour passer d'une vitesse $V = 360 \text{ km/h}$ à 0 (notre cas), chaque disque doit absorber une énergie thermique E . La durée du freinage vaut τ , ce qui conduit à une puissance thermique moyenne produite Q égale à:

$$Q = \frac{E}{\tau} \quad (1)$$

Cette puissance dissipée à l'interface disque/frein se répartit entre la garniture et le disque selon la loi:

$$Q_d = (1 - n) \times Q \quad \text{pour le disque} \quad (2)$$

$$Q_p = n \times Q \quad \text{pour les patins (plaquettes)} \quad (3)$$

Avec:

$$n = \frac{S_p \cdot \beta_p}{S_p \cdot \beta_p + S_d \cdot \beta_d} \quad (4)$$

Où S_p est la surface totale des patins, et S_d est la surface de frottement du disque.

$$S_d = 2\pi (r_d^2 - (r_d - l_e)^2) \quad (5)$$

β_p et β_d sont respectivement les effusivités du patin et du disque.

Ces relations entraînent la répartition suivante:

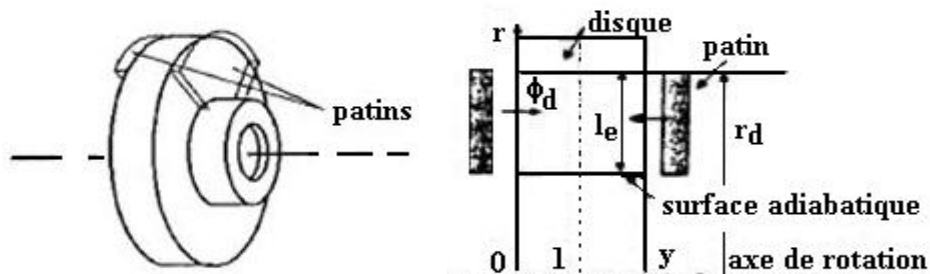
- ce qui conduit à une densité de flux de chaleur apparaissant sur les patins de:

$$\varphi_p = Q_p / S_p \quad (6)$$

- ce qui conduit à une densité de flux de chaleur sur les parois du disque de:

$$\varphi_d = Q_d / S_d \quad (7)$$

Ainsi, c'est le disque qui doit évacuer le flux de chaleur le plus élevé. Dans ces conditions, le disque peut atteindre des températures de l'ordre élevé.



a- Vue en perspective

b- Vue en coupe

Fig. 2: Schéma de disque de freins

7. ANALYSE NUMERIQUE

Dans les études, beaucoup d'attention avait été donnée aux caractéristiques d'écoulement autour du disque rotatif (s), aussi qu'au transfert thermique. Le problème à l'étude est un écoulement tourbillonnant régulier et axisymétrique et un transfert thermique. Bien que beaucoup de modèles différents de turbulence aient été développés, par exemple le modèle de deux équations, la grande simulation de remous, le modèle de turbulence de $k - \varepsilon$ de RNG est habituellement considéré un choix souhaitable concernant la rotation ou l'écoulement tourbillonnant.

Pour de faibles écoulements modérément tendus, le modèle de RNG tend à donner des résultats comparables au modèle normal de $k - \varepsilon$. Dans des écoulements rapidement tendus, le modèle de RNG rapporte une viscosité turbulente inférieure que le modèle normal de $k - \varepsilon$. Ainsi, le modèle de RNG est plus sensible aux effets de la courbure rapide de contrainte et de ligne profilée que le modèle normal de $k - \varepsilon$, qui explique le rendement supérieur du modèle de RNG pour certaines classes des écoulements comprenant l'écoulement de rotation [3].

Le modèle de turbulence de $k - \varepsilon$ de RNG est dérivé des équations instantanées de Navier–Stokes, en utilisant 'le groupe' la méthode [4] de renormalisation. Les résultats analytiques de dérivation dans un modèle avec des constantes différentes de ceux dans le modèle normal de $k - \varepsilon$ et une condition additionnelle dans l'équation de ε . La forme générale des équations régissant un écoulement tournant axisymétrique peut être exprimée par la formulation mathématique suivante:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho U \phi) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(\rho r V \phi) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial r} \right) + S_\phi \quad (8)$$

Tableau 3: Expressions de condition de source pour différentes variables indépendantes

Grandeur transportée	ϕ	Γ	S_ϕ
Masse	1	-	-
Quantité de mouvement selon X	U	μ_{eff}	$-\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial U}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \Gamma \frac{\partial V}{\partial x} \right)$
Quantité de mouvement selon Y	V	μ_{eff}	$-\frac{\partial P}{\partial r} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial U}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \Gamma \frac{\partial V}{\partial r} \right) - 2\Gamma \frac{V}{r^2} + \frac{\rho W^2}{r}$
Quantité de mouvement selon Z	W	μ_{eff}	$-\frac{\rho V W}{r} - \frac{W}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} (r \Gamma)$
Energie cinétique - Turbulence	k	$\alpha_k \mu_{\text{eff}}$	$G_k - \rho \varepsilon$
Taux de dissipation de l'énergie cinétique	ε	$\alpha_\varepsilon \mu_{\text{eff}}$	$\frac{\varepsilon}{k} (C_1 G_k - C_2 - \rho \varepsilon) - R$
Energie	T	$\alpha_T \mu_{\text{eff}}$	0

Où Γ représente le coefficient de diffusion et S_ϕ est la source de la grandeur ϕ considérée.

Et avec:

$$S^2 = 2 \left[\left(\frac{\partial U}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial V}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{V}{r} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial W}{\partial x} \right)^2 + \left[r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{W}{r} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial U}{\partial r} + \frac{\partial V}{\partial x} \right) \quad (9)$$

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (10)$$

$$R = \frac{C_p \rho \eta^3 \left(1 - \frac{\eta}{\eta_0} \right) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{1}{k} \quad (11)$$

$$\eta = \frac{Sk}{\varepsilon} \quad (12)$$

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (13)$$

La viscosité effective μ_{eff} est calculée à partir des valeurs locales de l'énergie cinétique de la turbulence, et son taux de dissipation ε via la formule suivante:

$$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t = \mu + C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (14)$$

Avec ρ la densité en kg/m^3 , μ est la viscosité moléculaire, (kg/m.s) et μ_t est la viscosité turbulente, (kg/m.s).

Les valeurs des constantes sont représentées dans le tableau suivant.

Tableau 4: Constantes du modèle $k - \varepsilon$ de RNG

C_μ	C_1	C_2	η_0	β
0.0845	1.42	1.68	4.38	0.012

7.1 Caractéristique de l'écoulement

L'écoulement est caractérisé seulement par un nombre de Reynolds local et un rapport local d'écartement, à condition que la distance de l'axe de rotation soit suffisamment grande de sorte que l'écoulement soit entièrement turbulent [4-8].

$$\text{Re} = \frac{\Omega R_2^2}{\nu} \quad (15)$$

$$G = \frac{(R_2 - R_1)}{h} = \text{un grand nombre} \quad (16)$$

7.2 Simulation

Les conditions de rendement critiques pour un disque de frein comprennent la résistance à la chaleur, le refroidissement de hautes températures et la vibration

minimale [9]. Pour la réduction du grammage du rotor de disque, il est nécessaire de réaliser un modèle avec un bon équilibre de rendement capable de répondre à toutes ces conditions.

Ce travail présente une étude paramétrique qui a été entreprise sur la base d'une analyse d'un flux d'air traversant les trous de ventilation, aussi bien qu'une analyse thermique.

Pour cela, on procède à des propositions d'amélioration. On fait des perçages (trous) de diamètres déterminés (écoulement turbulent traversant ces trous $Re = \frac{V d}{\nu}$), avec un nombre de trous qui varie d'un essai à un autre et bien répartis sur les surfaces de frottement.

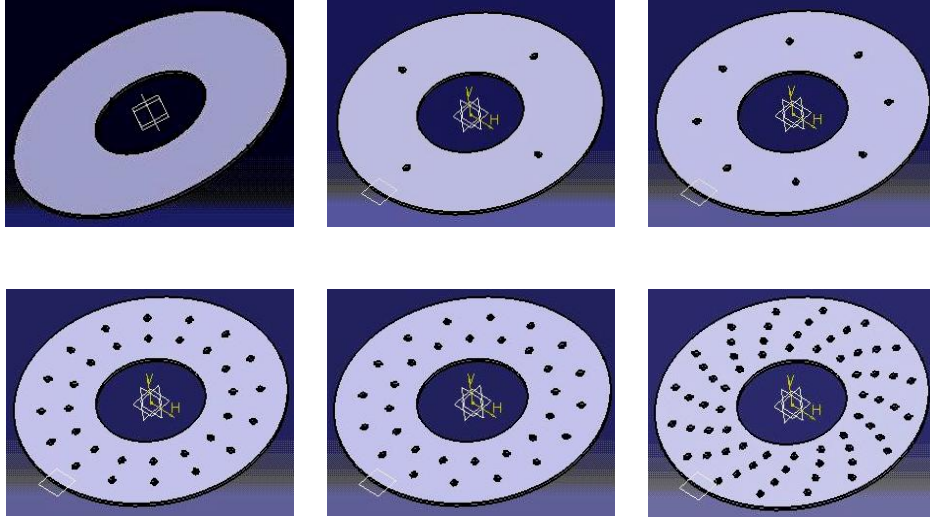


Fig. 3: Différentes figures de répartition des trous dans les deux types de s disques

Notre étude est faite sur un disque de frein en acier, des plaquettes de matière frittée FeCu, d'une vitesse de véhicule $V = 360 \text{ km/h}$, de rayon intérieur $R_1 = 80 \text{ mm}$, et de rayon extérieur $R_2 = 200 \text{ mm}$.

$$\text{On sait que } \Omega = V/R \quad (17)$$

Avec Ω la vitesse de rotation du disque.

$$\Omega = V/R_2 = 100/200 \times 10^{-3} = 500 \text{ s}^{-1}$$

Pour les valeurs de Reynolds dans le cas d'un fluide compressible, on a:

$2300 \leq Re$	Écoulement laminaire
$2300 < Re < 3000$	Écoulement transitoire
$3000 \leq Re$	Écoulement turbulent

Ainsi dans le cas d'une garniture frittée de FeCu en frottement sur de l'acier, on peut bâtir le tableau suivant pour l'évaluation des effusivités.

Tableau 5: Propriétés physiques de l'acier et de la garniture FeCu

	Acier	Garniture FeCu
ρ (kg.m ⁻³)	7850	5250
λ (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	46	14
C_p (J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	510	470
β (J.m ⁻² .K ⁻¹ .s ^{-1/2})	1.36×10^4	0.59×10^4

Les propriétés thermo physiques de l'air [10]

$$T = 300 \text{ K} = 300 - 273 = 27 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho = 1.177 \text{ kg/m}^3 \\ \mu = 1.85 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s} \\ \nu = 1.57 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \\ C_p = 1006 \text{ J/kg.K} \\ \lambda = 0.0262 \text{ W/m.K} \\ a = 2.22 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \\ Pr = 0.708 \\ \beta = 1/T \text{ K}^{-1} \end{array} \right.$$

Vérification de la turbulence sur le disque tournant

$$Re = \frac{\Omega R_2^2}{\nu} = \frac{500 \times 200^2}{1.57 \times 10^{-5}} = 12.73 \times 10^{11} \quad \text{Grand nombre}$$

$$Re = \frac{\Omega R_1^2}{\nu} = \frac{500 \times 80^2}{1.57 \times 10^{-5}} = 2.04 \times 10^{11} \quad \text{Grand nombre}$$

Vérification de la turbulence dans les trous de perçage

- $d = 10 \text{ mm} = 10 \times 10^{-3} \text{ m}$

$$Re = \frac{V d}{\nu} = \frac{100 \times 10 \times 10^{-3}}{1.57 \times 10^{-5}} = 63.69 \times 10^3 > 3000 \text{ (turbulences)}$$

- $d = 15 \text{ mm} = 15 \times 10^{-3} \text{ m}$

$$Re = \frac{V d}{\nu} = \frac{100 \times 15 \times 10^{-3}}{1.57 \times 10^{-5}} = 95.54 \times 10^3 > 3000 \text{ (turbulences)}$$

7.3 Conditions aux limites et initiales

Vu la nature des équations, les conditions aux limites pour chaque variable doivent être imposées sur les frontières du domaine de calcul.

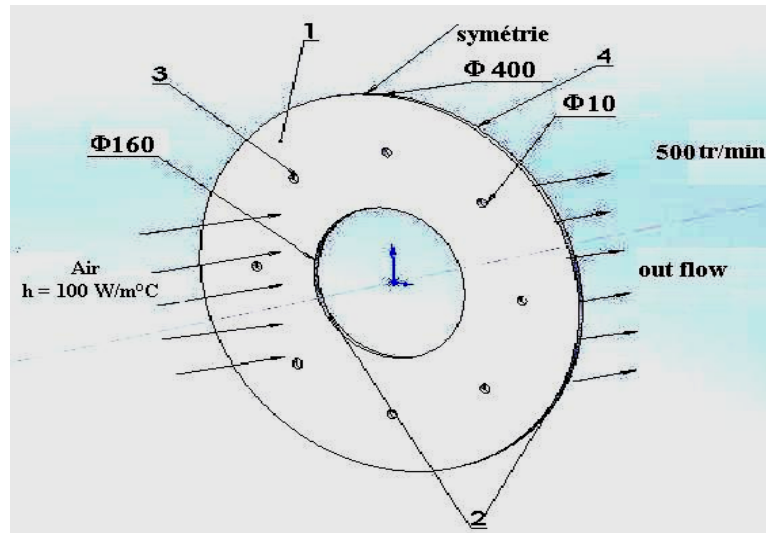


Fig. 4: Représentation des faces

7.3.1 Condition initiale

Nous supposons que la température initiale du disque est constante et égale à la température ambiante ($T_0 = 300 \text{ K}$). Ceci permet d'écrire la condition initiale sous la forme suivante:

$$T(z,0) = T_0 \text{ à } t = 0$$

7.3.2 Conditions aux limites

Vu la nature des équations, les conditions aux limites pour chaque variable doivent être imposées sur les frontières du domaine de calcul.

- **Face -1-**: représente les deux faces principales, sur ces deux frontières ($z = 0$), ($z = e$), la température est imposée à $T_p = 1300 \text{ K}$. Ces deux surfaces sont soumises à un même coefficient d'échange thermique h_1 .

- Les caractéristiques du fluide en écoulement doivent être connues sur les deux sections.

- **Face -2-**: représente les faces latérales du disque (extérieure et intérieure)

- La face latérale extérieure de disque $r = R_2$ est soumise à un échange thermique par convection avec un coefficient $h_2 < h_1$.

- La face latérale intérieure $r = R_1$ est supposée isolée thermiquement.

- **Face -3-**: Les faces des trous sont soumises à un échange thermique par convection de coefficient $h_3 < h_2 < h_1$.

- **Face -4-**: représente la face de symétrie verticale du disque.

Pour la simulation, nous avons utilisé le Logiciel Fluent.

7.4 Courbes

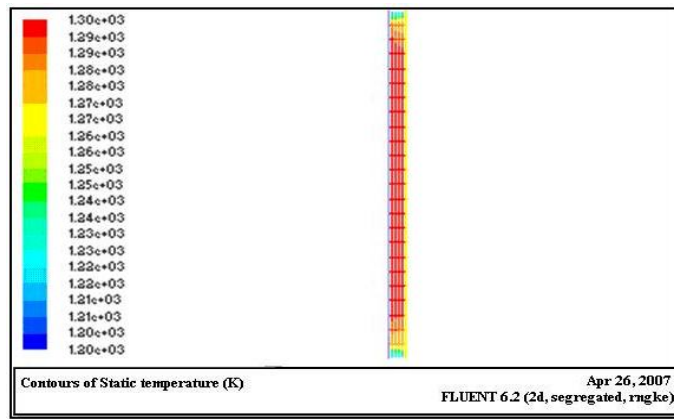


Fig. 5: Efficacité de refroidissement d'un disque de frein plein

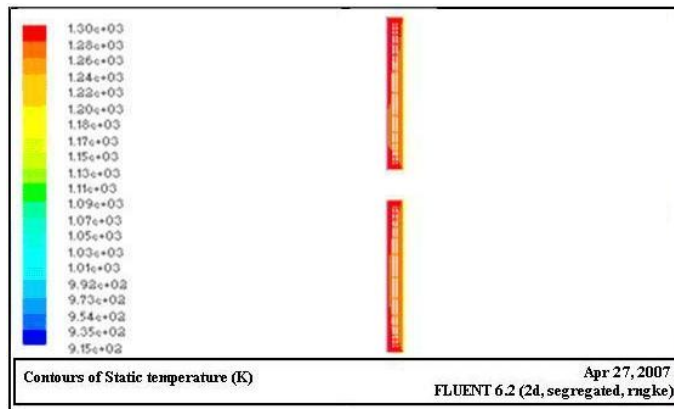


Fig. 6: Efficacité de refroidissement d'un disque de frein avec une ligne de trous de diamètre de 10 mm

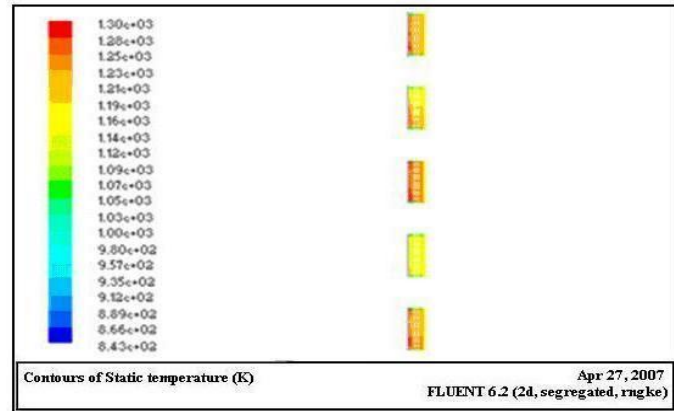


Fig. 7: Efficacité de refroidissement d'un disque de frein avec quatre lignes de trous de diamètre de 10 mm

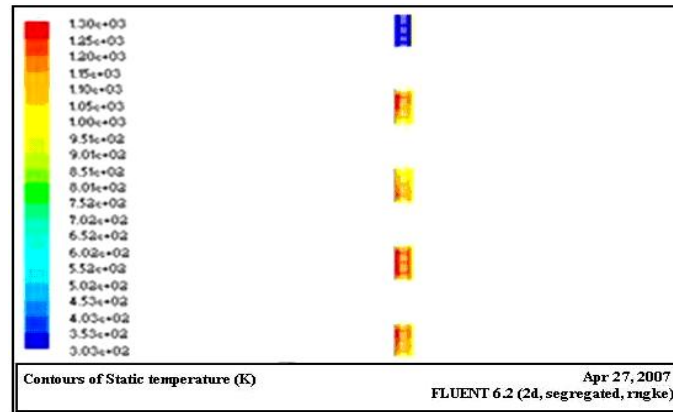


Fig. 8: Efficacité de refroidissement d'un disque de frein avec quatre lignes de trous de diamètre de 15 mm

7.5 Interprétation

Les figures représentent la distribution de l'efficacité de refroidissement.

- La couleur bleue représente les basses températures.
- La couleur rouge représente les températures élevées.
- Les dégradations de couleur représentent une baisse de température.

Sur la figure 5, représentant l'efficacité de refroidissement d'un disque de frein plein, on remarque que sur la partie Face -1- de température imposée 1300 K, une baisse de température de 100 K, c'est-à-dire 1200 K (couleur bleue), ce qui explique le phénomène de convection ($h_{\text{face}} = 100 \text{ W / mK}$) entre l'air ambiant (300 K) et la face de disque (1300 K).

- A l'intérieur de disque (phénomène de conduction), on trouve une seule couleur rouge, et donc, on constate une augmentation de température de 300 K (initiale) à 1270 K - 1300 K. Vers les deux côtés latéraux, extérieur et intérieur, on remarque que la couleur se dégrade du rouge (1300 K) vers le bleu clair (1210 K – 1260 K).

- Sur l'axe de symétrie vertical du disque, nous avons les couleurs qui passent du vert au jaune, c'est-à-dire (1240 K à 1270 K). Donc, la température a augmenté de 300 K à 1240 K sur l'axe de symétrie de la face la plus éloignée de la face -1-.

Sur la figure 6, représentant l'efficacité de refroidissement d'un disque de freins avec une ligne de trous de diamètre 10 mm, on remarque que la température a diminué de plus de 300 K sur la face de contact, c'est-à-dire elle est à 915 K. Cela est dû au blocage de l'air lors de son passage à travers le trou de 10 mm de diamètre.

A l'intérieur du disque, on constate qu'il y a une symétrie de couleur sur les deux parties, la température variant entre 1200 K et 1280 K. En allant vers les deux parois latérales, on trouve une couleur rouge claire (1270 K).

Sur les parois latérales du disque et de trou, on a une couleur bleue bien claire (un intervalle de 1010 K à 1030 K).

Sur la symétrie verticale, on aperçoit un jaune dégradé allant vers le vert (1150 K à 1200 K).

Donc, l'isotherme la plus éloignée correspond à une température de 1150 K à 1200 K. Ce résultat donne une nette amélioration de refroidissement comparativement au premier cas, avec une différence ΔT de 100 K environ.

On constate qu'il y a cinq parties, sur la figure 7, représentant l'efficacité de refroidissement d'un disque de freins avec quatre lignes de trous de diamètre 10 mm. On remarque qu'il y a une symétrie autour de la partie qui se trouve au milieu. La couleur rouge tend à disparaître, expliquant l'influence du nombre de trous sur le refroidissement.

Une couleur marron apparaît donc sur les deux parties latérales extrêmes (1280 K - 1210 K). Sur les deux autres parties, sur l'une on voit que la couleur tend vers le jaune (1090 K - 1120 K) et tandis que l'autre partie, on trouve un jaune avec des points marrons (1120 K - 1160 K).

Sur la partie du milieu, on constate qu'il y a également une symétrie de couleur sur les deux cotés latéraux (parois des trous), un marron avec des points rouges (1160 K - 1250 K).

Sur la symétrie verticale, on remarque que la couleur jaune apparaît (1120 K - 1160 K).

Dans ce cas, on remarque que la couleur rouge a complètement disparu, ce qui explique que le passage de l'air par les trous influe directement sur le refroidissement.

Sur la figure 8, la distribution de la température sur un disque de freins avec quatre lignes de trous de diamètre de 15 mm, cinq parties apparaissent comme dans le cas précédent. La remarque générale, est que la partie la plus éloignée de l'axe de rotation est complètement refroidie (303 K - 353 K), cela veut dire que malgré l'échauffement de la face principale, l'augmentation des trous donne un bon résultat sur la différence de température.

Sur les quatre autres parties, on remarque qu'il y a une absence totale de la couleur rouge, les couleurs existant impliquent qu'il y a une température qui est comprise entre (851 K - 1250 K).

La face principale a une couleur bleu clair (652 K - 303 K).

Sur la symétrie verticale, on trouve la couleur jaune qui correspond à une température dans l'intervalle 901 K - 1000 K.

On conclut que le nombre des trous, leurs diamètres et leurs répartitions sont les facteurs principaux qui influent sur l'efficacité de refroidissement.

8. CONCLUSION

L'analyse est basée sur les sensibilités résultantes de grammage, des paramètres de rendement, une approche de conception a été trouvée pour le rotor aéré de disque. Cette approche a été alors appliquée au modèle et développe un rotor léger de frein qui réalise une réduction considérable du poids.

Pour déterminer la température dans le disque, on applique pour des raisons comparatives, plusieurs améliorations (variation de nombre de trou et de diamètres). On a constaté que la distribution de la température dépend de plusieurs paramètres: le nombre de trous, le diamètre des trous et leur répartition.

Après convergence des différents calculs et avec une précision de l'ordre 10^{-6} , les

calculs de simulation effectués nous ont permis de conclure ce qui suit:

1- Les propositions faites permettent d'intensifier l'échange de chaleur entre le disque et l'air ambiant et en conséquence assurer le refroidissement du disque.

2- La proposition de quatre lignes de trous de diamètre 15 mm sur le disque a permis de maintenir une température très inférieure à la température de freinage (1300 K) et proche de la température de l'air ambiant dans les régions éloignées de l'axe de rotation.

3- Comparativement au disque plein, un disque muni de trous est mieux refroidi et l'augmentation du diamètre du trou assure un refroidissement encore meilleur.

Donc pour avoir un bon refroidissement du disque de frein, on doit augmenter le nombre de trous tout en prenant en considération la masse utile qui leur correspond et en respectant l'intervalle des grandeurs des diamètres données par les normes technologiques.

NOMENCLATURE

C_p : Capacité calorifique à pression Constante, [J/kg.K]	C_v : Capacité calorifique à volume constante, [J/kg.K]
g : Accélération de la pesanteur, [m/s ²]	e : Epaisseur de disque, [m]
h : Coefficient d'échange par convection [W/m ² .K]	k : Energie cinétique turbulente, [m ² /s ²]
Pr : Nombre de Prandtl	Re : Nombre de Reynolds
Pr_t : Nombre de Prandtl turbulent	Re_t : Nombre de Reynolds turbulent
U : Vitesse suivant X, [m/s]	β : Coefficient de dilatation, [K ⁻¹]
V : Vitesse suivant Y, [m/s]	ΔT : Différence de température, [K]
a : Diffusivité thermique, [m ² /s]	λ : Conductivité thermique, [W/mK]
ν : Viscosité cinématique, [m ² /s]	ρ : Masse volumique, [kg/m ³]

REFERENCES

- [1] J. Guichard, 'Freinage à très Hautes Performances, (Exemple Aéronautique)', Techniques de l'Ingénieur, B-5580, pp. 1 – 21, 2000.
- [2] J.J. Carré, 'Technologie du Freinage - Freins à Disque', Techniques de l'Ingénieur, B-5574, pp. 1-17, 1993.
- [3] Z.X. Yuan, N. Saniei and X.T. Yan, 'Turbulent heat transfer on the stationary disk in a rotor-stator system', International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 46, N°12, pp. 2207 – 2218, 2003.
- [4] H.I. Andersson and M. Lygren, 'LES of Open Rotor-Stator Flow', International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 27, N°4, pp. 551 – 557, 2006.
- [5] J.W. Daily and R.E. Nece, 'Chamber Dimension Effects on Induced Flow and Frictional Resistance of Enclosed Rotating Disks', Transaction of the ASME Journal Basic Engineering, Vol. 82, pp. 217 – 232, 1960.
- [6] M. Itoh, Y. Yamada, S. Imao and M. Gonda, 'Experiments on Turbulent Flow due to an Enclosed Rotating Disk', Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 5, pp. 359 – 368, 1992.

- [7] S.C. Cheah, H. Iacovides, D.C. Jackson, H. Ji and B.E. Launder, '*Experimental investigation of enclosed rotor-stator disk flows*', Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 9, pp. 445 – 455, 1994.
- [8] S. Poncet et A. Randriamampianina, '*Écoulement Turbulent dans une Cavité Rotor-Stator Fermée de Grand Rapport d'Aspect*', Comptes Rendus Mécanique, Vol. 333, N°10, pp. 783 – 788, 2005.
- [9] M. Kubota, T. Hamabe, Y. Nakazono, M. Fukuda and K. Doi, '*Development of a Lightweight Disc Rotor: A Design Method for Achieving an Optimum Balance of Heat Resistance, Low Vibration and Light Weight*', JSAE Paper, N°9933330, pp. 32 – 99, 1999.
- [10] J. Taine et J.P. Petit, '*Transfert thermiques - Mécaniques des Fluides Anisothermes*', 2^{ème} Edition Dunod, Paris, 1998.