

Echanges convectif à l'intérieur d'un cylindre tournant muni d'ailettes

S. Seghir Ouali et S. Harmand*

Laboratoire de Mécanique et Energétique Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis
Le Mont Houy, 59313 Valenciennes CEDEX 9 France
souad.harmand@univ-valenciennes.fr

RESUME - L'objectif de ce travail est d'identifier le coefficient d'échange convectif à l'intérieur d'un cylindre tournant munis d'ailettes internes et soumis à un flux d'air axial. Les coefficients d'échange sont identifiés expérimentalement à partir de trois approches (modèle inverse, hypothèse d'une paroi thermiquement mince, approche analytique). Les essais sont réalisés pour une plage de vitesse de rotation comprise entre 4 et 880 $tr.mn^{-1}$ ($1,6 \times 10^3 < Re_r < 4,7 \times 10^5$), et un débit $Q_v = 530 m^3.h^{-1}$ ($Re_a = 30\ 000$).

NOMENCLATURE

a	diffusivité thermique, $m^2.s^{-1}$	x	cordonnée suivant l'épaisseur, m
c	chaleur spécifique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	<i>Symboles grecs</i>	
D	diamètre du cylindre, m	φ_0	densité de flux, $W.m^{-2}$
e	épaisseur du cylindre, m	λ	conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$
h	coefficient d'échange convectif, $W.m^{-2}.K^{-1}$	ν	viscosité cinématique, $m^2.s^{-1}$
L	longueur du cylindre d'étude, m	ω	vitesse de rotation, $rad.s^{-1}$
m	masse, kg	<i>Indices et exposants</i>	
Q_v	débit volumique, $m^3.s^{-1}$	a	axial
r	rayon du cylindre, m	e	extérieur
Re_a	nombre de Reynolds axial, $4Q_v/\pi\nu D_i$	i	intérieur
Re_r	nombre de Reynolds rotationnel, $\omega D_e^2/2\nu$	r	rotationnel
t	temps, s	∞	grandeurs situées loin de la paroi
T	température, K		

1. INTRODUCTION

Les machines électriques tournantes sont soumises à des échauffements très sévères résultant de pertes électriques régnant dans leurs différents organes. Pour maintenir le bon fonctionnement d'un moteur, il faut recourir à des systèmes de refroidissement parfaitement dimensionnés. En l'absence de refroidissement, les matériaux utilisés ne sont pas capables de supporter sans dommages les niveaux de température atteints durant leur fonctionnement. Les problèmes d'échauffement dans ces machines demeurent préoccupants malgré les progrès réalisés ces dernières années dans leur conception. Afin d'éviter ces échauffements, des systèmes de refroidissement qui permettent d'évacuer la chaleur vers le milieu ambiant doivent faire partie du dimensionnement optimal de ces machines. Afin de diminuer de manière sensible la température de la partie tournante (rotor), il est primordial d'avoir une idée précise sur le transfert de chaleur entre la paroi et l'air en contact et de mettre en place des moyens permettant leur amélioration.

La géométrie des rotors la plus courante est celle d'un rotor cylindrique plein placé à l'intérieur d'un stator fixe. Pour ce type de configuration les écoulements sur la surface extérieure du rotor ont été largement étudiés comme par exemple les écoulements de Taylor-Couette [1,2] ou de Couette-Poiseuille [3,4]. Par contre, le cas d'un rotor sous forme d'un cylindre creux munis d'ailettes est moins décrit dans la littérature et il n'existe que peu de corrélations donnant les échanges convectifs sur sa face intérieure [5-8].

Le but de cette étude est d'identifier expérimentalement les coefficients d'échanges convectifs à l'intérieur d'un cylindre creux, tournant et soumis à un flux d'air axial. La démarche expérimentale développée est basée sur la mesure par thermographie infrarouge de l'évolution de la température pariétale extérieure du cylindre chauffé. L'identification du coefficient d'échange est ensuite réalisée à partir de la résolution de l'équation de la chaleur par trois méthodes : solution analytique de l'équation de la chaleur, une méthode basée sur une technique inverse et dans le cas d'un bilan global avec l'hypothèse d'une paroi thermiquement mince.

2. DESCRIPTION DU BANC D'ESSAIS

La figure 1 présente le schéma du banc d'essais. La partie en rotation se compose de trois cylindres en acier, séparés par une isolation en vétronite époxy (VtE) de conductivité $\lambda_{VtE} = 0,3 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$. Ces cylindres sont concentriques et ont été alésés ensemble de manière à obtenir un bon état de surface intérieur. Le cylindre central, de 198 mm de longueur, correspond à la zone d'étude. Les diamètres interne et externe du cylindre étudié sont respectivement de 393 et 403 mm. Les deux cylindres entourant le cylindre central, de longueur 330 mm, servent à éviter les phénomènes trop perturbateurs à l'entrée et à la sortie, l'isolation en VtE servant quant à elle à minimiser les pertes thermiques de la zone d'étude vers les deux cylindres de raccord. L'intérieur du cylindre est quant à lui muni d'un système d'ailettes sous forme de croisillons à 4 branches (figure 2). La face externe de la zone d'étude est chauffée en utilisant deux émetteurs infrarouges fixes situés au-dessus et en-dessous de la partie tournante et reliée à un variateur de puissance. L'alimentation électrique des sources de chaleur peut être réglée manuellement entre 0 et 4000 W. Un moteur électrique associé à un variateur de vitesse entraîne le cylindre à une vitesse de rotation pouvant aller jusqu'à 1000 tr.mn^{-1} . La partie en rotation est reliée à la partie statique grâce à deux roulements à billes montés dans des paliers.

La partie statique se compose d'un ventilateur centrifuge relié à la partie tournante grâce à un tuyau de 1,3 m de long sur lequel a été placé un diaphragme. Le ventilateur impose un débit d'air dans la maquette allant de 0 à environ $530 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$ mesuré grâce à un diaphragme. Le flux d'air fourni par le ventilateur à la partie tournante vient impacter sur un flasque, percé de 4 trous de diamètre 50 mm équirépartis. La zone d'impact se trouve dans une petite chambre de tranquillisation. L'air en provenance du ventilateur entre dans la partie tournante via la chambre de tranquillisation, traverse le premier cylindre servant à l'homogénéisation des profils de vitesse, il passe alors dans la zone d'étude, puis traverse le dernier cylindre avant de ressortir par un flasque similaire au flasque d'entrée.

3. MODELISATION DU COMPORTEMENT THERMIQUE D'UN CYLINDRE CREUX

Le problème étudié est présenté schématiquement sur la figure 3. Le cylindre tournant est chauffé sur sa face externe par un flux de chaleur radiatif φ_0 alors que, sa face interne est refroidie par un écoulement d'air à vitesse U_∞ et température T_∞ uniformes. A l'instant initial, la température du cylindre est également supposée uniforme. La zone d'essai est isolée des autres parties du cylindre de façon à induire un transfert de chaleur essentiellement radial et limiter au maximum le transfert axial et orthoradial. Dans ce cas le champ de température dans le cylindre est supposé unidimensionnel et est désigné par $T(r,t)$.

Le transfert de chaleur par convection entre l'air et les surfaces interne et externe, est caractérisé par les coefficients globaux de transfert h_i et h_e . Sur la surface externe du cylindre, on admet un coefficient d'échange global $h_e = h_e^{cv} + h_e^r$, faisant intervenir la convection et le rayonnement. Toutes les propriétés thermophysiques du cylindre sont considérées constantes. Compte tenu de la faible épaisseur du cylindre par rapport à son diamètre ($e/D_i = 0,0127$) et en posant $\theta(x,t) = T(x,t) - T_\infty$ l'évolution de la température du cylindre est alors régie par :

$$\frac{1}{a} \frac{\partial \theta(x,t)}{\partial t} = \frac{\partial^2 \theta(x,t)}{\partial x^2}$$

$$\left. \frac{\partial \theta(x,t)}{\partial x} \right|_{x=0} = H_e \theta(0,t) - \frac{\varphi_0}{\lambda}, \quad \left. \frac{\partial \theta(x,t)}{\partial x} \right|_{x=e} = -H_i \theta(e,t), \quad \text{avec } H = h/\lambda \quad (1)$$

$$\theta(x,0) = \theta_\infty$$

Le dispositif expérimental permet d'obtenir l'évolution de la température de la surface extérieure du cylindre en fonction du temps et la densité du flux φ_0 . Le coefficient d'échange h_e est quant à lui évalué à partir des données de la littérature.

3.1. Modèle global : Hypothèse de paroi mince

Vu la faible épaisseur de sa paroi (5 mm) et sa conductivité thermique ($\lambda_{acier}=43W.m^{-1}.K^{-1}$), le cylindre peut être considéré pour certains essais comme isotherme. Dans ces conditions, l'équation de conservation de l'énergie conduit à :

$$h_i = \frac{S_e \varphi_0 - mc \frac{d\theta}{dt}}{S_i \theta} - h_e \frac{S_e}{S_i} \quad (2)$$

φ_0 et θ étant identifiés expérimentalement.

3.2. Modèle inverse

On adopte ici une approche de type différences finies. Le domaine de calcul est couvert par un réseau de nœuds spatiaux (i) et temporels (n) où les températures sont à calculer. La température θ_i étant identifiée expérimentalement pour chaque pas de temps, on obtient ainsi :

$$\theta_2^{n+1} = \left[\frac{\Delta x h_e}{\lambda} - \frac{\chi}{2} + 1 \right] \theta_1^{n+1} + \frac{\chi}{2} \theta_1^n - \frac{\Delta x \varphi_0}{\lambda} \quad \text{et} \quad \theta_{i+1}^{n+1} = (2 - \chi) \theta_i^{n+1} - \theta_{i-1}^{n+1} + \chi \theta_i^n \quad (3)$$

$$h_i = \frac{\rho c \Delta x}{2 \Delta t} \frac{\theta_1^{n+1} - \theta_1^n}{\theta_1^{n+1}} + \frac{\lambda}{\Delta x} \frac{\theta_{i-1}^{n+1} - \theta_i^{n+1}}{\theta_i^{n+1}}, \quad \text{avec } \chi = \frac{\Delta x^2}{a \Delta t}, \quad x_1 = 0 \quad \text{et} \quad x_I = e$$

3.3. Modèle analytique : Résolution de l'équation de la chaleur

L'élaboration du modèle théorique a été faite en utilisant une modélisation unidimensionnelle du comportement thermique du cylindre assimilé à une plaque plane. Le système (1) n'est pas homogène à cause de la condition limite en $x=0$. Cependant, on peut le résoudre en le décomposant en deux sous-systèmes, en posant, $\theta(x,t) = \theta_A(x,t) + \theta_B(x)$. Avec $\theta_A(x,t)$ solution d'un système instationnaire homogène et $\theta_B(x)$ solution d'un système stationnaire non homogène. La solution finale est de la forme :

$$\theta(x,t) = \sum_{n=1}^{\infty} e^{-ak_n^2 t} [\gamma_n \cos(k_n x) + \delta_n \sin(k_n x)] - \frac{\varphi_0}{\lambda \left[1 + \frac{H_e}{H_i} (1 + H_i e) \right]} \left[x - \frac{(1 + H_i e)}{H_i} \right] \quad (4)$$

Ainsi la température de surface extérieure s'écrit :

$$\theta(0,t) = \sum_{n=1}^{\infty} \gamma_n e^{-ak_n^2 t} + \frac{\varphi_0 (1 + H_i e)}{\lambda [H_i + H_e (1 + H_i e)]} \quad (5)$$

De l'équation (5) on ne peut pas extraire explicitement h_i . L'évolution temporelle de h_i est obtenue en identifiant le thermogramme expérimental à l'équation (5) à chaque instant. On obtient alors l'évolution de h_i en fonction du temps.

4. RESULTATS EXPERIMENTAUX

Cette partie présente l'étude expérimentale du transfert de chaleur par convection sur la surface intérieure du cylindre tournant en fonction des paramètres adimensionnels relatif à l'écoulement axial et à la vitesse de rotation. Les essais ont été réalisés avec une vitesse de rotation du cylindre comprise entre 4 et 880 $tr.mn^{-1}$ ($1,6 \times 10^3 \leq Re_r \leq 4,7 \times 10^5$) et un débit Q_v de 0 et 530 $m^3.h^{-1}$ ($Re_a=0$ ou 30 000). La figure 4 montre une évolution typique de la température de la surface extérieure du cylindre en fonction du temps. Cette évolution est monotone, croissante et tend asymptotiquement vers la température d'équilibre thermique. Cette courbe peut être relativement bien approchée par une loi de la forme :

$$\theta = \theta_{max} \left(1 - \sum_{i=1}^N \eta_i e^{-\tau_i t} \right) \quad (6)$$

Où θ_{max} représente la température d'équilibre, η_i et τ_i sont liés au thermogramme et obtenus numériquement pour chaque essai.

4.1. Comparaison des modèles

On compare dans cette partie les valeurs de Nu obtenues à partir des modèles développés pour cette étude. Pour chaque essai la densité de flux de chauffage de 2745 $W.m^{-2}$. Le coefficient d'échange convectif extérieur h_e^{cv} est estimé à partir de la littérature grâce à la corrélation de Dropkin et Carmi [9]. Cette comparaison est présentée sur les figures 5. On constate que les trois courbes relatives aux modèles ont presque les mêmes allures. Des différences significatives sont cependant à noter pour les premiers instants du calcul ($t < 480$ s) notamment pour le modèle isotherme. Pour le modèle isotherme, la source d'erreur peut provenir de la non validité de l'hypothèse d'isothermie dans les premiers instants. Le modèle isotherme donne tout même de bons résultats pour des temps importants et présente l'avantage de pouvoir être mis en œuvre rapidement. Pour le modèle théorique, h_i est supposé constant pour la résolution des équations, cette hypothèse est une source d'imprécisions dans les premiers instants où h_i varie fortement en fonction du temps.

4.2. Cylindre tournant parcouru par un flux d'air axial

Sur les figures 6 et 7 nous présentons l'évolution du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds rotationnel et pour $Re_a=0$ et $Re_a=30\ 000$. Sur ces deux courbes on peut remarquer que le nombre de Nusselt est toujours croissant fonction du nombre de Reynolds rotationnel. Ceci s'explique par le fait que la rotation crée un effet de déstabilisateur dû à l'accroissement des contraintes de cisaillement provoqué par la paroi tournante et favorisant ainsi les échanges thermiques.

Pour un débit d'air axial nul on peut noter que les valeurs du nombre de Nusselt sont légèrement supérieures à celle du cas sans ailettes. Cette augmentation est d'autant plus visible que Re_r est supérieure à 214 000. Lorsque le débit d'air est non nul $Re_a=30\ 000$ on observe que le nombre de Nusselt avec et sans croisillon augmente et pour $Re_r=470\ 000$ on peut noter que la présence du croisillon améliore sensiblement les transferts puisque le nombre de Nusselt passe de 158 sans croisillon à 240 avec.

5. CONCLUSION

La thermographie infrarouge a permis d'identifier le coefficient d'échange convectif interne pour un cylindre en rotation chauffé et parcouru par un flux d'air axial, pour une gamme de nombre de Reynolds rotationnel variant entre $1,6 \times 10^3$ et $4,7 \times 10^5$ et un nombre de Reynolds

axial égale à 3300. Différents modèles d'identification sont développés et testés afin de déterminer leur pertinence à évaluer le coefficient de convection. Ils sont tous basés sur la connaissance de la température de la face extérieure du cylindre relevée expérimentalement par thermographie infrarouge. Les investigations ont mis en évidence l'évolution de l'échange convectif interne fonction de la vitesse de rotation et d'un flux d'air axial imposé ainsi que l'augmentation du nombre de Nusselt lorsque le cylindre est muni d'un croisillon.

RÉFÉRENCES

1. G.I. Taylor, Stability of a viscous liquid contained between two rotating cylinders, *vol. A223, pp 289-343. Roy. Soc. Lon, philos. transaction edition*, 1923.
2. I.S. Bjorklund, W.M. Kays, Heat transfer between concentric rotating cylinders, *J. Heat Tran.* 81 (1959) 175-186.
3. W.J. Minkowycz, Y.N. Lee, Heat transfer characteristics of the annulus of two-coaxial cylinders with one cylinder rotating, *Int.J.HeatMassTran.*32(4)(1989)711-722.
4. C. Gazley, Heat transfer characteristics of the rotational and axial flow between concentric cylinders, *J. Heat Tran.* 80 (1958) 79-90.
5. G. Reich, B. Weigand, H. Beer, Fluid flow and heat transfer in an axially rotating pipe-II. Effect of rotation on laminar pipe flow, *Int. J. Heat Mass Tran.* 32(3)(1989) 563-574.
6. J.N. Cannon, W.M. Kays, Heat transfer to a fluid flowing inside a pipe rotating about its longitudinal axis, *J. Heat Transfer.* 91 (1969) 135-139.
7. G. Reich, H. Beer, Fluid flow and heat transfer in an axially rotating pipe-I. Effect of rotation on turbulent pipe flow, *Int. J. Heat Mass Tran.* 32 (3) (1989) 551-562.
8. B. Weigand, H. Beer, Fluid flow and heat transfer in an axially rotating pipe subjected to external convection, *Int. J. Heat Mass Tran.* 35 (7) (1992) 1803-1809.
9. D. Dropkin, A. Carmi, Natural convection heat transfer from a horizontal cylinder rotating in air, *Trans. ASME*, (1956) 741-749.

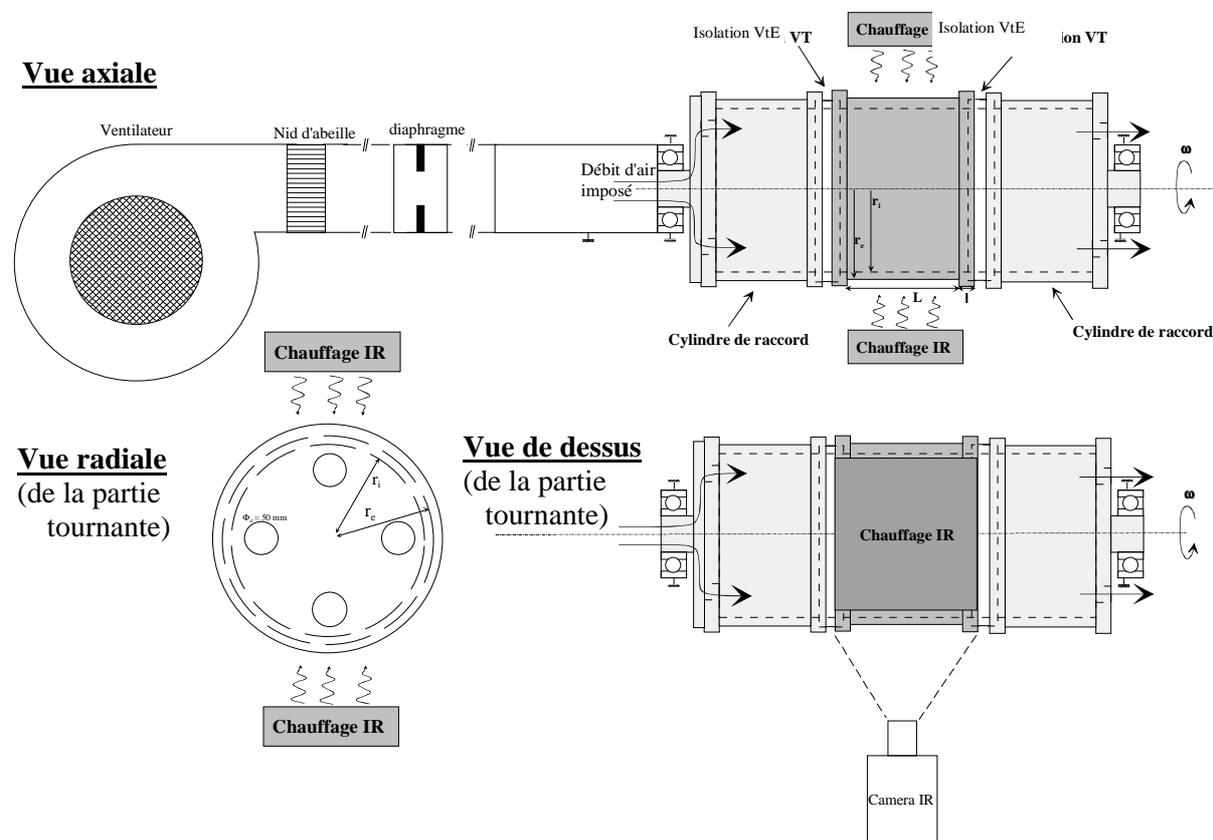


Figure 1 : Schéma de principe du banc d'essais



Figure 2. Cylindre avec 2 ou 8 croisillons

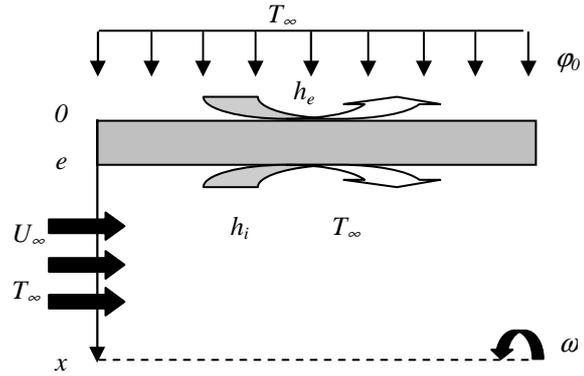


Figure 3 : Schématisation du problème

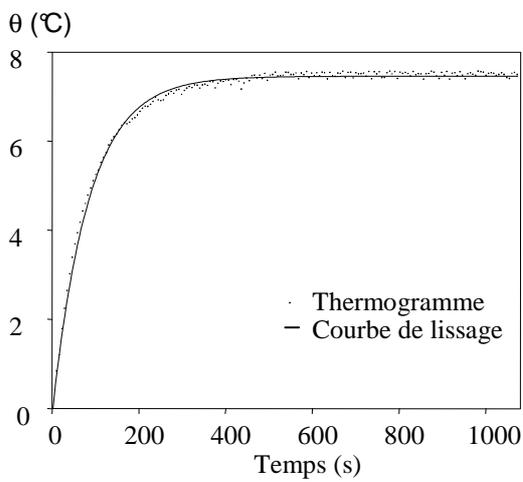


Figure 4 : Thermogramme expérimentale

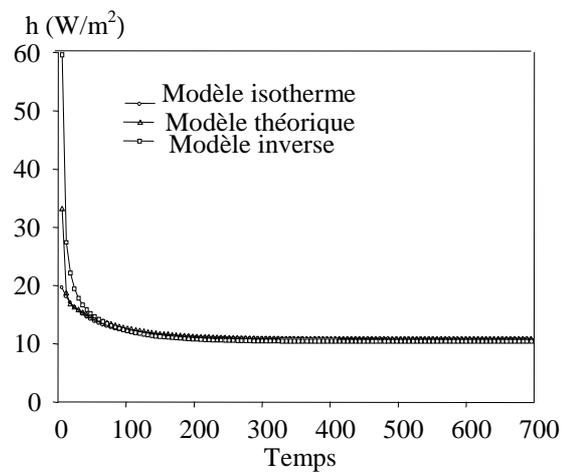


Figure 5 : Comparaison des méthodes

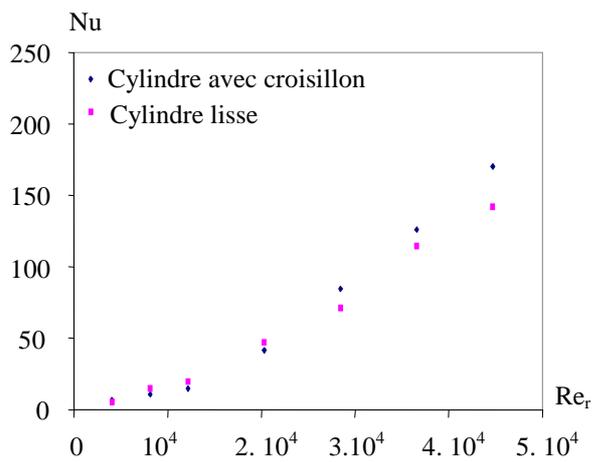


Figure 6 : Nu fonction de Re_r pour $Re_a=0$
 $Re_a=3.10^4$

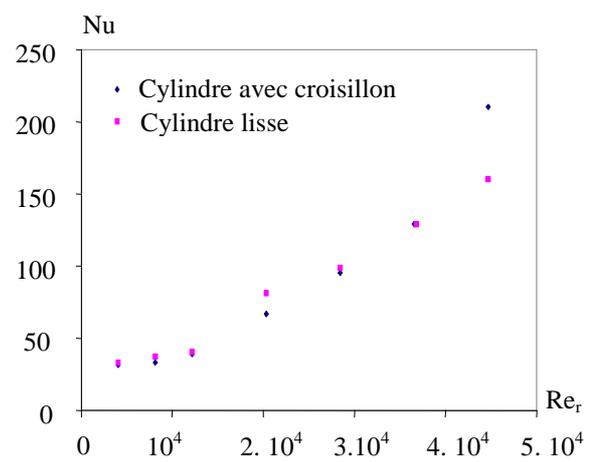


Figure 7 : Nu fonction de Re_r pour