

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université de Blida 1
Institut d'Aéronautique et des Etudes Spatiales
Département construction Aéronautique

MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de Master
En Aéronautique
Option: Propulsion Avions

Thème

Etude numérique de l'effet de la modification de la géométrie sur le transfert thermique dans les moteurs électriques

Par

Sidi Ahmed Boba Ould Mohamed Moctar

Jury

S.BOUKRAA	Professeur, I.A.E.S	Président
T.REZOUG	Professeur, I.A.E.S	Promoteur
A. BELKALLOUCHE	Magister, I.A.E.S	Co-promoteur
R.RENANE	MCB, I.A.E.S	Examineur
A.ABDALLAH EL HIRTSI	MAA, I.A.E.S	Examineur
A.CHEGRANI	MAA, I.A.E.S	Examineur

Blida, 01/07/2014

Résume :

Le but de ce travail est d'étudier numériquement l'effet de la modification de la géométrie de l'entrefer sur le transfert de chaleur à l'intérieur d'un moteur électrique modélisé par un écoulement confiné entre deux cylindres coaxiaux , un cylindre intérieur tournant et un cylindre extérieur fixe, avec un flux axial imposé, ce modèle d'écoulement est de type Taylor-Couette-Poiseuille. Deux configurations d'entrefer sont analysées : l'une est lisse et l'autre rainurée axialement au stator. On a utilisé dans la résolution de ce travail le code FLUENT et en comparant les résultats obtenues par nos simulations numériques avec ceux trouvés par l'étude expérimentale de **BOUAFIA**.

Mots clés : machines électriques, entrefer, écoulement de Taylor-Couette-Poiseuille, transferts de chaleur.

ملخص :

الهدف من هذا العمل هو القيام بدراسة رقمية لمعرفة تأثير تغير الشكل الهندسي في فرجة هوائية على التبادل الحراري, داخل محرك كهربائي ممثل بهواء محصور بين اسطوانتين متحدتي المركز, أسطوانة داخلية تدور و أسطوانة خارجية ثابتة, مع تدفق محوري مدفوع, هذا النوع من التدفق يمثل تدفق تايلور- كوت- بوازي. اقتصرنا على دراسة تركيبين هندسيين : الأول حيث سطحي الأسطوانتين أملسين و التالي حيث سطح الأسطوانة الثابتة مخرقة طوليا.

استعملنا في هذا العمل برنامج رقمي FLUENT , و قمنا بمقارنة النتائج المتحصل عليها رقميا بالنتائج التجريبية التي تحصل عليها الباحث **BOUAFIA**.

كلمات مفتاحية : محرك كهربائي, فرجة هوائية, تدفق تايلور- كوت- بوازي, تبادل حراري.

Abstract :

The aim of this work is to study numerically the effects of changing the geometry of the air gap on the convective heat transfer inside the electric machine modeled by an outflow confined between two coaxial cylinders, an interior turning cylinder and an outside fixed cylinder, with axial flow imposed, this outflow model is of type Taylor-Couette-Poiseuille. Two geometrical configurations are analyzed: one is smooth, and the other is axially grooved on the stator. We used in the resolution of this work the software FLUENT and comparing the results with those found by the experimental study of **BOUAFIA**.

Keywords: electric machine, air gap, Taylor-Couette-Poiseuille flow, heat transfer.

Remerciements

Avant tout propos, je tiens à rendre grâce à Dieu qui m'a guidé sur la bonne voie.

*Je tiens à exprimer mes remerciements et ma profonde reconnaissance à M^r. **Tahar Rezoug**, professeur, chef du laboratoire des sciences Aéronautiques au sein duquel ce travail a été élaboré à l'institut d'Aéronautique et des études spatiales, qui est à l'origine de ce sujet. Ses conseils et ses encouragements ont été des grandes valeurs pour l'aboutissement de ce mémoire.*

*Mes remerciements vont également à mon encadreur M^r. **Belkallouch Abderrahmane**, Magister à l'institut d'Aéronautique et des études spatiales, qui l'a suivi avec rigueur, enthousiasme et disponibilité ainsi que toutes ces remarques constructives qui m'ont permis d'avancer et par là, d'approfondir mes connaissances.*

Je remercie également tous les membres du jury pour m'avoir fait l'honneur d'examiner ce mémoire. Qu'ils trouvent ici l'expression de mon profond respect.

J'adresse mes remerciements aux enseignants, bibliothécaires et administrateurs de l'institut d'Aéronautique et des études spatiales, à tous ceux qui ont contribué à ma formation et à tous ceux qui m'ont accompagné, amis et proches de près ou de loin.

Encore merci à vous tous....

Sidi Ahmed Boba Ould Mohamed Moctar



Dédicaces

Je dédie ce modeste travail

À ma raison de vivre et ma fleur de vie **ma mère**, symbole d'amour d'affection de bienveillance, pour sa patience, ses sacrifices, sa conscience, ses conseils qui ont éclairé mon chemin.

À **mon père** en reconnaissance de tout ce qu'il a fait pour moi tout au long de mon existence, pour son soutien moral, son encouragement continu, et pour sa compréhension.

À mes très chers frères: **yeslem** et **Hamed** et à mes sœurs : **Mayna** ,
Mata et **Khadjetou** au quels je souhaite une vie pleine de bonheur et une carrière pleine de gloire.

J'ai le plaisir de le dédier

À **Bechiri Sidi Mohamed**

À **Hasni Lefghih**

À tous mes oncles et à toutes mes très chères tantes

En ce qui les concerne, pour moi ne peut pas se résumer en quelques lignes.

À la mémoire de mes oncles

Hasni Sidi Mohamed

Mati Sidi Mohamed

Que dieu les accueille dans son vaste paradis.

Sidi Ahmed Boba Ould Mohamed Moctar

Didi



Table des matières

RESUME.....	1
REMERCIEMENTS.....	2
DEDICACES.....	3
TABLE DES MATIERES.....	4
LA LISTE DES FIGURES.....	7
LA LISTE DES TABLEAUX.....	10
NOMENCLATURE.....	11
INTRODUCTION GENERALE.....	12

Chapitre 1 :

Analyse bibliographique.....	14
1.1. Introduction.....	15
1.2. Les pertes dans les machines asynchrones.....	15
1.2.1. Présentation des machines asynchrones.....	15
1.2.1.1. Constitution.....	15
1.2.1.2. Principe de fonctionnement.....	17
1.2.2. Pertes existantes.....	18
1.2.2.1. Les pertes mécaniques.....	18
1.2.2.2. Les pertes par effet Joule.....	19
1.2.2.3. Les pertes fer.....	19
1.3. Transferts de chaleur dans les moteurs électriques.....	19
1.3.1. Transfert par conduction.....	19
1.3.2. Transfert par convection.....	20
1.3.3. Transfert par rayonnement.....	21
1.4. Différentes configurations d'entrefer.....	22
1.4.1. Paramètres adimensionnels.....	22
1.4.1.1. Paramètres géométriques.....	22
1.4.1.2. Paramètres dynamiques.....	23
1.4.1.3. Paramètres thermiques.....	24
1.4.2. Entrefer lisse.....	25
1.4.2.1. Entrefer lisse fermé.....	25
1.4.2.1.1. Structure de l'écoulement.....	25
1.4.2.1.2. Echanges convectifs.....	28
1.4.2.2. Entrefer lisse ouvert.....	30

1.4.2.2.1.	Structure de l'écoulement.....	30
1.4.2.2.2.	Echanges convectifs.....	31
1.4.3.	Entrefer rainuré.....	34
1.4.3.1.	Structure de l'écoulement.....	35
1.4.3.2.	Echanges convectifs.....	36
1.4.3.2.1.	Rôle des encoches en absence de débit axial.....	36
1.4.3.2.2.	Rôle des encoches en présence d'un débit axial.....	38
1.5.	Conclusion.....	43

Chapitre 2 :

MODELISATIONS DE LA TURBULENCE.....44

2.1	Introduction.....	45
2.2	Equation régissant le champ d'écoulement.....	45
2.3	Moyenne temporelle.....	46
2.4	Equations et contraintes de Reynolds.....	46
2.4.1	Equations.....	46
2.4.2	Problème de la fermeture.....	48
2.5	Modèle Standard k- ϵ	49
2.5.1	Equation de transport de l'énergie cinétique turbulente k.....	49
2.5.2	Equation de transport du taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente ϵ	51
2.5.3	Coefficient du modèle k- ϵ	52

Chapitre 3 :

Modélisation du problème et Résolution numérique.....53

3.1	Introduction.....	54
3.2	Présentation de l'étude expérimentale de Bouafia.....	54
3.3	Maillage.....	57
3.3.1	Le maillage d'entrefer lisse.....	58
3.3.2	Le maillage d'entrefer rainuré.....	59
3.4	Les conditions aux limites.....	59
3.4.1	Profils de température imposés au rotor et au stator.....	59
3.4.2	Conditions aux limites du domaine représentant l'entrefer lisse.....	60
3.4.3	Conditions aux limites du domaine représentant l'entrefer rainuré.....	61

3.5. Implémentation sous "FLUENT"	62
3.5.1 Description du solveur de "FLUENT"	62
3.5.2 Manipulation de Fluent.....	65
3.6. Calcul des nombres de Nusselt.....	66
3.7. Conclusion.....	68

Chapitre 4 :

Resultats et interpretations.....	69
4.1. Introduction.....	70
4.2. Effet du maillage.....	70
4.3. Remarque sur le temps de calcul.....	72
4.4. Présentation et validations des résultats.....	72
4.4.1. Entrefer lisse.....	72
4.4.1.1. Structure de l'écoulement.....	72
4.4.1.2. Les champs des températures.....	73
4.4.1.3. Les nombres de Nusselt moyens.....	74
4.4.1.4. Comparaisons Numérique/expérimentale.....	76
4.4.2. Entrefer rainuré.....	77
4.4.2.1. Structure de l'écoulement.....	77
4.4.2.2. Les champs des températures.....	78
4.4.2.3. Les nombres de Nusselt moyens.....	79
4.4.2.4. Comparaisons Numérique/expérimentale.....	80
4.5. Comparaisons lisse/rainuré.....	81
4.6. Influence de la profondeur de l'encoche.....	83
4.7. Conclusion.....	86

CONCLUSION GENERALE.....	87
---------------------------------	-----------

BIBLIOGRAPHIE.....	89
---------------------------	-----------

Liste des figures

1.1	Constitution d'une machine asynchrone.....	16
1.2	Transferts de puissance dans une machine asynchrone.....	18
1.3	Schéma d'une encoche au stator.....	23
1.4	Ecoulement laminaire stable.....	26
1.5	Ecoulement laminaire de Taylor-Couette.....	26
1.6	Ecoulement dans un espace annulaire – seconde instabilité.....	27
1.7	Influence de l'épaisseur de l'espace annulaire sur la transition.....	28
1.8	Evolution du Nusselt en fonction du Taylor modifié pour un entrefer lisse.....	29
1.9	Régimes pour un écoulement combiné.....	30
1.10	Evolution du Nusselt au rotor en fonction du Reynolds effectif pour un entrefer lisse.....	32
1.11	<i>Evolution du Nusselt au stator en fonction du Reynolds effectif pour un entrefer lisse.....</i>	32
1.12	Evolution du Nusselt en fonction du nombre de Taylor modifié pour un écoulement combiné.....	33
1.13	Evolution du rapport $N_{u_{r-s}}/N_{u_{cond}}$ en fonction du nombre de Taylor modifié, Ecoulement lié à la rotation seule, $P_r = 4.5$	37
1.14	Evolution du nombre de Nusselt dans un entrefer rainuré sans débit axial.....	38
1.15	Evolution du rapport $N_{u_{r-s}}/N_{u_{cond}}$ en fonction du nombre de Taylor modifié écoulement combiné, $P_r = 4.5$	39

1.16	Evolution du nombre de Nusselt dans un entrefer rainuré.....	41
1.17	Evolution du nombre de Nusselt dans un entrefer rainuré avec débit axial.....	42
3.1	A) Entrefer lisse, et B) Entrefer rainuré.....	55
3.2	Coupe axiale de la maquette EDF.....	56
3.3	Maillage de l'entrefer lisse.....	58
3.4	Maillage de l'entrefer rainuré.....	59
3.4	Maillage de l'entrefer rainuré.....	59
3.5	Evolution des températures de surface du rotor et du stator dans l'entrefer.....	60
3.6	Conditions aux limites sur le modèle d'entrefer lisse.....	61
3.7	Conditions aux limites sur le modèle d'entrefer rainuré.....	62
3.8	Schémas des étapes à utiliser pour la simulation sur ces logiciels FLUENT et GAMBIT.....	63
4.1	Coupe axiale du maillage pour l'entrefer lisse.....	71
4.2	Coupe axiale du maillage pour l'entrefer rainuré.....	71
4.3	Vitesses et lignes de courant dans une coupe longitudinale, entrefer lisse.....	73
4.4	Répartitions des isothermes dans l'entrefer lisse.....	74
4.5	Nu moyen au rotor en fonction des nombres Reynold effective au rotor, entrefer lisse.....	75
4.6	Nu moyen au stator en fonction des nombres Reynold effective au stator, entrefer lisse.....	75

4.7	Comparaison des résultats numériques par rapport aux corrélations expérimentales dans la configuration d'entrefer lisse (au rotor).....	76
4.8	Comparaison des résultats numériques par rapport aux corrélations expérimentales dans la configuration d'entrefer lisse (au stator).....	76
4.9	Vitesses et lignes de courant dans une coupe longitudinale, entrefer rainuré.....	78
4.10	Répartitions des isothermes dans l'entrefer rainuré.....	79
4.11	Nu moyen au rotor en fonction des nombres des Reynold effective au rotor, configuration rainuré.....	79
4.12	Nu moyen au stator en fonction des nombres des Reynold effective au stator, configuration rainuré.....	80
4.13	Comparaison des résultats numériques par rapport aux corrélations expérimentales dans la configuration d'entrefer rainuré (au rotor).....	81
4.14	Comparaison des résultats numériques par rapport aux corrélations expérimentales dans la configuration d'entrefer rainuré (au stator).....	81
4.15	Comparaison des résultats numériques lisse/rainuré au rotor.....	82
4.16	Comparaison des résultats numériques lisse/rainuré au stator.....	83
4.17	Comparaisons entre les résultats numérique au niveau du rotor pour les configurations lisse/ rainuré (pr=15mm)/rainuré (pr=30mm).....	84
4.18	Comparaisons entre les résultats numérique au niveau du stator pour les configurations lisse/ rainuré (pr=15mm)/rainuré (pr=30mm).....	84

Nomenclature

Indices

<i>r</i>	relatif au rotor
<i>s</i>	relatif au stator
<i>a</i>	axial
<i>t</i>	tangentiel
<i>c</i>	critique
<i>eff</i>	effectif
<i>m</i>	moyen ou modifié
<i>cond</i>	conduction
<i>p</i>	relatif à la paroi

Valeurs dimensionnelles

<i>f</i>	fréquence (H_z)
<i>r, R</i>	rayon (m)
D_h	diamètre hydraulique (m)
<i>e</i>	épaisseur réelle d'entrefer (m)
<i>L</i>	longueur (m)
<i>l</i>	Largeur d'une encoche (m)
<i>p</i>	Profondeur de l'encoche (m)
<i>h</i>	coefficient d'échange convectif ($w \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)
<i>S</i>	surface d'échange (m^2)
<i>T</i>	température (K ou $^{\circ}C$)
ω	vitesse de rotation ($rad \cdot s^{-1}$)
φ	densité de flux ($W \cdot m^{-2}$)
Φ	flux de chaleur (W)
λ	conductivité thermique ($w \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)
ν	viscosité cinématique ($m^2 \cdot s^{-1}$)
σ	Constante de Stephan-Boltzmann ($\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$)
ε	emissivité ou taux de l'énergie cinétique turbulente ($m^2 \cdot s^{-3}$)
<i>N</i>	vitesse de rotation ($tr. mn^{-1}$)

Valeurs adimensionnelles

<i>n</i>	Nombre d'encoches
<i>Nu</i>	Nombre de Nusselt
<i>Re</i>	Nombre de Reynolds
T_a	Nombre de Taylor
<i>Pr</i>	Nombre de Prandtl
F_g	Facteur géométrique
α	Coefficient de pondération
τ	Taux de variation

Introduction générale

L'optimisation des performances des machines tournant tels que les moteurs électriques nécessite en particulier d'améliorer la caractérisation des transferts convectifs en espace annulaire, entre le rotor, siège d'importantes dissipations d'origine électromagnétique, et d'un écoulement d'air de l'entrefer résultant d'une part de l'entraînement en rotation et d'autre part de l'effet du débit axial du ventilateur. De plus, pour certaines technologies, la présence des rainures axiales où logent les bobinages de fils de cuivre peut notablement modifier le comportement dynamique et thermique de l'écoulement. L'impact de ces rainures sur les transferts thermiques doit, par conséquent, être mieux évalué BOUAFIA [9].

Depuis les premiers travaux de Taylor [1], l'étude de la stabilité de l'écoulement et des phénomènes de transferts de chaleur dans un espace annulaire lisse, en l'absence de débit axial, a fait l'objet de nombreux travaux tant théoriques qu'expérimentaux.

En écoulement de rotation combiné à un débit axial, peu de travaux ont été consacrés à l'analyse de ces phénomènes, principal objectif de la présente étude.

Gazley [5] a été le premier à s'intéresser à un entrefer étroit résultant de plusieurs configurations différentes de parois lisses ou rainurées au rotor ou au stator, la paroi tournante étant chauffée et la paroi fixe refroidie.

Dans le cadre du présent travail, l'étude est effectuée pour deux entrefers étroits et longs: l'un est de type lisse, l'autre est caractérisé par la présence de rainures profonde situées sur la paroi externe et dont la section de passage est équivalente à celle de la zone annulaire. Le rôle des rainures sur les transferts de chaleur est analysé pour comparer ces deux géométries.

Le mémoire est organisé en quatre chapitres :

Le premier chapitre, présente des notions sur la machine électrique, les pertes ainsi que les différents modes de transfert de la chaleur. Par la suite une recherche bibliographique sur des différents travaux qui ont traité les structures des écoulements et les échanges convectifs dans différentes configurations d'entrefer.

Le deuxième chapitre comprend la modélisation de la turbulence, cette dernière est basée sur la variation de la quantité de mouvement, et la conservation de la masse et de l'énergie. Un exposé sur la model de turbulence utilisé.

Quant au troisième chapitre, il présente l'étude expérimentale de BOUAFIA. Il expose les géométries et les conditions aux limites utilisées. Une explication détaillée de la méthode numérique adoptée pour la résolution numérique. Des détails sur la méthode de calcul du nombre de Nusselt moyen sont donnés à la fin de ce chapitre.

Le quatrième chapitre a été consacré à la présentation des résultats et leurs interprétations, et comparer de nos résultats numérique avec ceux trouver expérimentalement par **BOUAFIA** ainsi la solution proposée.

En conclusion, nous dressons le bilan du travail réalisé, et ouvrons des perspectives sur la suite de ce sujet.

CHAPITRE 1

Analyse bibliographique

1.1. Introduction :

Dès la conception des machines tournantes, leur dimensionnement tient compte des objectifs électriques, mais répond également à des contraintes thermiques. Il s'agit en fait d'assurer des températures en adéquation avec l'échauffement autorisé.

Deux grandes familles de machines électriques tournantes se distinguent : celles de type fermées (rotation du rotor sans débit d'air axial) et les machines ouvertes (écoulement axial combiné à la rotation du rotor). L'étude aérothermique de machines électriques tournantes nécessite la compréhension de l'écoulement et des transferts convectifs dans la zone annulaire entre le rotor et le stator. L'étude bibliographique permet de faire le point sur l'état des connaissances actuelles concernant l'étude des écoulements et des transferts thermiques dans différentes configurations d'entrefer.

1.2. Les pertes dans les machines asynchrones :

1.2.1. Présentation des machines asynchrones :

Actuellement, les machines électriques les plus fabriquées sont les machines asynchrones. Une machine asynchrone est une machine à induction, c'est-à-dire à courant alternatif. Elle est la plus répandue du fait de sa facilité de mise en œuvre, de son faible encombrement, de son bon rendement et de sa bonne fiabilité. Elle a également l'avantage d'être moins coûteuse à la fabrication et d'être robuste. On peut cependant remarquer que l'utilisation des machines synchrones à aimants se renforce, principalement grâce à la baisse des coûts des aimants.

Les machines asynchrones sont d'ores et déjà présentes dans de nombreuses applications, aussi bien domestiques qu'industrielles. Elles sont également très présentes dans le transport ferroviaire. Ainsi, les machines asynchrones équipent toutes les catégories de véhicules : des tramways, aux locomotives et aux TGV.

1.2.1.1. Constitution :

Une machine asynchrone (Figure 1.1) se compose de deux éléments principaux :

- ✓ le *stator* (partie fixe) est constitué de tôles magnétiques empilées portant des enroulements,

- ✓ le *rotor* (partie tournante) est également constitué de tôles magnétiques empilées sur l'arbre portant des conducteurs en court-circuit. Ces conducteurs peuvent se présenter sous différentes formes.

A cela, viennent s'ajouter les organes mécaniques permettant la rotation de la partie mobile et le bon maintien des pièces.

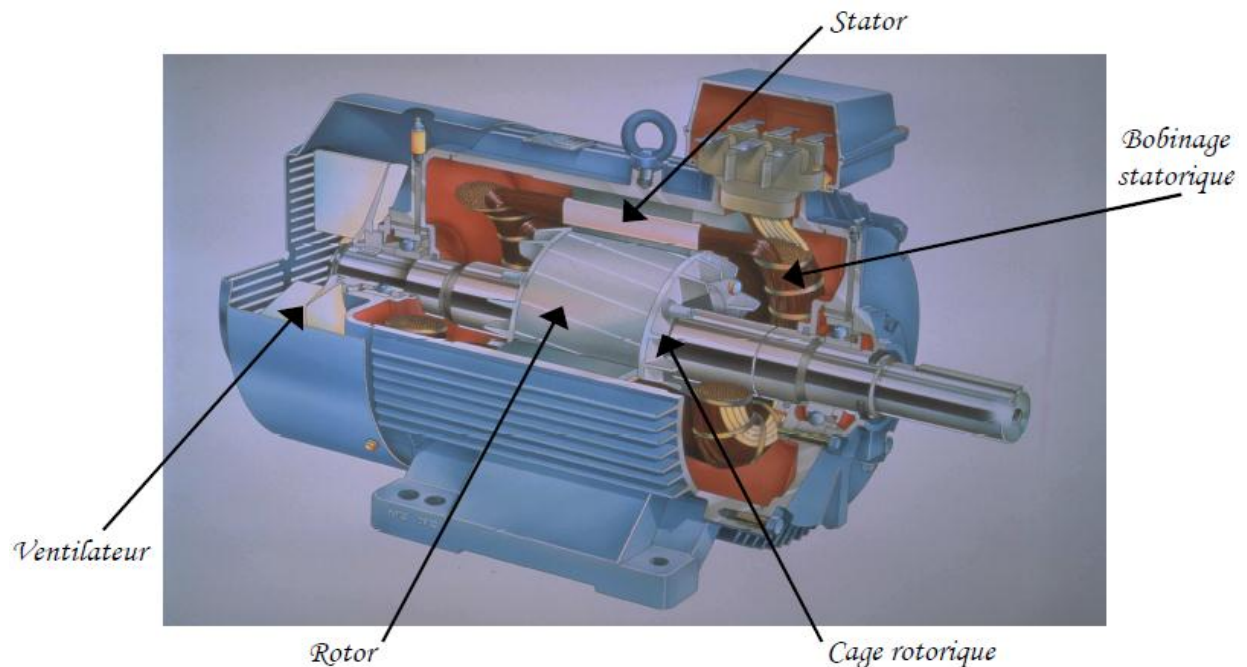


Figure 1.1 : *Constitution d'une machine asynchrone*

Les différents types de machines asynchrones ne se distinguent que par le rotor. Le stator garde la même constitution : il est constitué d'un enroulement bobiné réparti dans les encoches du circuit magnétique, qui est constitué d'un empilage de tôles. Le matériau de ces tôles peut varier selon le type d'application et de performances demandées. Il peut s'agir de fer doux ou encore de tôles à grains orientés ou enrichies en silicium.

Il existe deux types de rotor. Leur différence réside en la nature des conducteurs.

Le rotor peut comporter un enroulement bobiné. Ce type de rotor a le désavantage d'être relativement coûteux.

1.2.1.2. Principe de fonctionnement :

Les enroulements du stator sont reliés au réseau électrique. Il peut s'agir, selon la constitution de la machine, d'un réseau monophasé ou polyphasé (généralement triphasé). Les courants statoriques créent un champ magnétique tournant dans le stator. Ce champ tourne à la même fréquence que les courants statoriques, c'est-à-dire à la fréquence f de l'alimentation électrique. La vitesse du champ tournant est alors appelée vitesse de synchronisme, notée N_s (en tr/min).

$$N_s = \frac{60 \times f}{P} \quad (1.1)$$

P est le nombre de paires de pôles de la machine.

L'enroulement au rotor est alors soumis à des variations du champ magnétique. Une force électromotrice induite apparaît et permet, par sa variation, le développement de courants de Foucault dans les conducteurs rotoriques qui sont en court-circuit. Ces courants rotoriques produisent une force de Laplace qui tend à s'opposer à la cause qui lui a donnée naissance (Loi de Lenz). Le rotor se met alors à tourner pour s'opposer à la variation du champ magnétique et tente donc de le suivre.

De part sa nature même, le champ magnétique rotorique ne peut exister que si la vitesse de rotation du rotor est plus faible que la vitesse du champ tournant. En effet, si les champs statorique et rotorique avaient la même vitesse, les courants induits au rotor s'annuleraient, de même que le couple qu'ils produisent et la machine ne serait plus entraînée. On dit alors que le rotor « glisse » par rapport au stator. Cette différence de vitesse est appelée *glissement* (noté g) et est exprimée sous forme de pourcentage de la vitesse de synchronisme.

$$g = \frac{N_s - N}{N_s} \quad (1.2)$$

Avec N la vitesse de rotation de la machine.

1.2.2. Pertes existantes :

Les moteurs asynchrones sont le siège de nombreuses pertes. La Figure (1.2) présente les transferts de puissance dans une machine asynchrone.

Bien que celles-ci aient de nombreuses origines dans un moteur électrique, elles peuvent être classées en trois grandes catégories : les pertes mécaniques, les pertes dans les conducteurs (les pertes par effet Joule) et les pertes dans le circuit magnétique (les pertes fer).

Toutes les pertes mécaniques et partie des pertes électriques sont transférées sous forme d'échauffement ou d'énergie cinétique fournie à l'écoulement d'air entre le rotor et le stator.

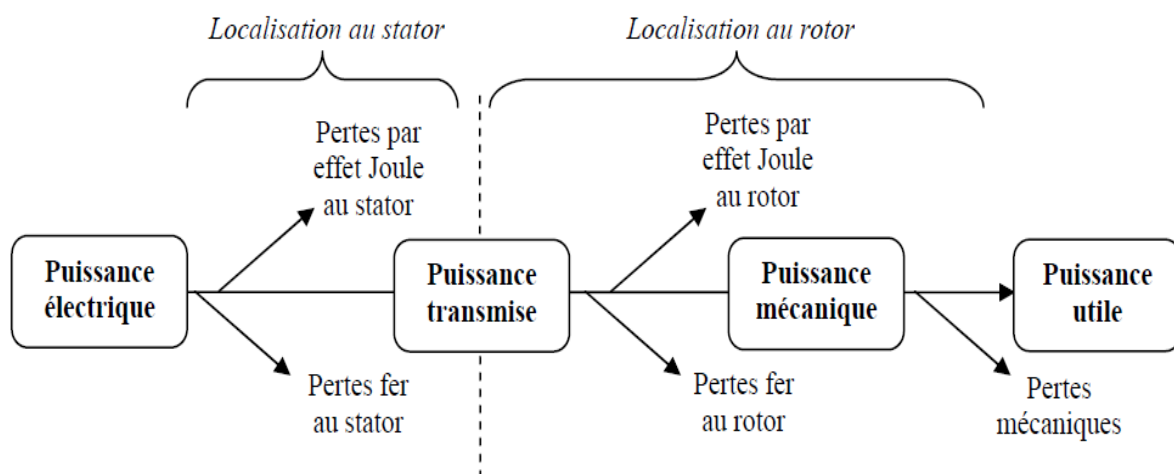


Figure 1.2 : Transferts de puissance dans une machine asynchrone

1.2.2.1. Les pertes mécaniques :

Les pertes mécaniques prennent en compte tous les frottements dus à la rotation de la partie tournante de la machine. Elles apparaissent sous forme d'échauffement ou d'énergie cinétique fournie au fluide. Elles sont de multiples natures :

- ✓ les pertes mécaniques provoquées par frottement dans les paliers ou dans les roulements,
- ✓ les pertes aérodynamiques dues au frottement de l'air, en particulier au niveau de l'entrefer,
- ✓ les pertes par ventilation nécessaires pour permettre la circulation de l'air.

1.2.2.2. Les pertes par effet Joule :

Les *pertes par effet Joule* se situent au niveau des conducteurs. Les pertes « normales » sont proportionnelles à la résistance et au carré de l'intensité. Cette résistance dépend de la température et de la répartition de l'intensité dans le conducteur.

1.2.2.3. Les pertes fer :

Les pertes fer se situent dans les parties magnétiques du moteur. On distingue deux composantes principales : les pertes par hystérésis et les pertes par courant de Foucault. Ces deux types de pertes apparaissent dans les différentes parties du circuit magnétique et n'y sont pas réparties uniformément.

1.3. Transferts de chaleur dans les moteurs électriques :

Nous venons de constater que les moteurs électriques sont les sièges de nombreuses sources de chaleur d'origines variées et de localisations diverses. La dissipation de cette production de chaleur est régie par trois modes de transfert : le transfert de chaleur par conduction, par convection, et par rayonnement.

Le taux de transfert de la chaleur est dépendant sur les variables et les effets suivants :

- ✓ vitesse de rotation du rotor
- ✓ vitesse axial de l'écoulement imposé à l'entrée
- ✓ conductivité thermique du matériau
- ✓ couche limite thermique
- ✓ couche limite dynamique
- ✓ la rugosité de la surface

1.3.1. Transfert par conduction :

Ce mode de transfert a lieu au sein d'un même milieu. Il opère aussi bien dans les parties solides du moteur que dans l'air environnant. Ces transferts de chaleur obéissent à la loi de Fourier qui stipule que le vecteur densité de flux thermique $\vec{\varphi}$ est proportionnel au gradient local de la température T . Pour un milieu isotrope :

$$\vec{\varphi} = -\lambda \overrightarrow{gradT} \quad (1.3)$$

où λ est la conductivité thermique ($W.m^{-1}.K^{-1}$). Cette grandeur positive dépend du matériau et de la température. Plus la valeur de la conductivité est élevée, plus le matériau conduit la chaleur. La conductivité thermique des solides est généralement plus importante que celle des liquides. En ce qui concerne les gaz, elle est souvent très faible.

Dans le cas des machines électriques, la conductivité des matériaux est relativement bien connue, à l'exception peut-être de celle des tôles magnétiques. En effet, un empilement de tôles constitue le stator et le rotor. La conductivité thermique selon la direction ortho radiale est connue et correspond à celle de l'acier constituant les tôles. La situation est différente pour la direction axiale. Nous avons constaté que les tôles sont relativement minces pour éviter la création de courants de Foucault. De plus, celles-ci sont imprégnées, ce qui crée une résistance thermique difficile à évaluer. La conductivité thermique axiale du paquet de tôles sera alors plus faible que celle ortho-radiale.

1.3.2. Transfert par convection :

Les transferts de chaleur par convection sont des phénomènes que l'on retrouve très fréquemment dans la vie courante. Ce sont des transferts de chaleur avec transfert de masse par l'intervention d'un fluide (gaz ou liquide). On distingue plusieurs types de convection.

- ✓ convection naturelle
- ✓ convection forcée
- ✓ convection mixte

La *convection naturelle* se produit lorsque le fluide en contact à la paroi se déplace naturellement. Ce déplacement, de vitesse modérée, est créé par une variation de la masse volumique du fluide, elle-même liée à une différence de température. La *convection forcée* intervient lorsque le mouvement est imposé au fluide. Lorsque les deux phénomènes sont comparables (variation de la masse volumique et vitesse imposée), on parle alors de *convection mixte*.

Pour chaque type de convection, on peut définir les deux termes suivants.

- ✓ Convection *externe*
- ✓ Convection *interne*

La convection est dite *externe* si l'objet solide est placé dans le fluide (typiquement il s'agit de la convection sur les parois externes du moteur électrique). A l'opposé, la convection est dite *interne* si le fluide est guidé par les parois de l'objet ou s'il est totalement confiné

dans un espace clos (par exemple, on parlera de convection interne pour les échanges convectifs au sein de l'entrefer).

Les transferts de chaleur par convection sont généralement modélisés par une relation linéaire entre flux et température qui s'écrit :

$$\varphi_p = h(T_P - T_{réf}) \quad (1.4)$$

$T_{réf}$ est la température de référence. Celle-ci est généralement destinée à moyenniser l'ensemble du champ de température dans le fluide. Le choix de cette température de référence est à définir avec précaution.

h est le coefficient d'échange convectif. Sa valeur dépend de la configuration et de la nature du régime d'écoulement, de la vitesse et des propriétés thermo physiques du fluide. Le calcul de ce coefficient se fait par le biais du passage à un nombre caractéristique adimensionnel : le nombre de Nusselt N_u .

1.3.3. Transfert par rayonnement :

Le rayonnement est un transfert d'énergie sous forme d'ondes électromagnétiques. Il faut savoir que tout corps à une température supérieure à 0 K émet des ondes électromagnétiques. Une partie de l'énergie radiative reçue par un corps est absorbée, le reste est transmis ou réfléchi.

On appelle corps noir un émetteur idéal qui est capable d'absorber intégralement le rayonnement reçu. Les parois des moteurs électriques ne sont généralement pas considérées comme des corps noirs. Elles peuvent être considérées plutôt comme diffuses, grises et opaques. Ceci implique que le facteur de transmission τ est nul. De plus, l'émissivité ε et le facteur d'absorption α sont égaux et indépendants de la longueur d'ondes et de la direction d'émission ou d'incidence. On définit également le facteur de réflexion ρ . Les différents facteurs sont reliés entre eux par la relation suivante : $\alpha + \rho + \tau = 1$.

Ce qui donne dans notre cas particulier de surfaces diffuses, grises et opaques :

$$\varepsilon = \alpha = 1 - \rho \quad (1.5) .$$

Les flux radiatifs sont relativement complexes à écrire et dépendent fortement de la configuration étudiée. Par exemple, dans le cas d'un entrefer d'un moteur électrique, le flux échangé entre le rotor et le stator peut s'exprimer de la manière suivante :

$$\Phi_{r \leftrightarrow s} = \frac{S_r \cdot \sigma (T_r^4 - T_s^4)}{\frac{1 - \varepsilon_r}{\varepsilon_r} + \frac{1}{F_{rs}} + \frac{1 - \varepsilon_s}{\varepsilon_s} \frac{S_r}{S_s}} \quad (1.6)$$

Où : S_r et S_s sont les surfaces respectives du rotor et du stator.

T_r et T_s sont les températures respectives du rotor et du stator.

σ est la constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$),

ε_r et ε_s sont les émissivités respectives du rotor et du stator.

F_{rs} est le facteur de forme entre le rotor et le stator. C'est un nombre sans dimension qui représente la fraction du flux total hémisphérique du rotor qui atteint le stator. Dans le cas d'un entrefer de faible épaisseur et de longueur importante, on peut considérer que le facteur de forme F_{rs} vaut 1, autrement dit que tout ce qui est émis du rotor atteint le stator.

1.4. Différentes configurations d'entrefer :

L'entrefer d'un moteur électrique est l'un des endroits les plus importants en terme de phénomènes magnétiques et d'échanges thermiques. Il est généralement de petite taille pour améliorer le rendement électrique mais ceci entraîne des échanges convectifs et des écoulements relativement complexes.

Les échanges de chaleur dans la configuration d'un entrefer de machine électrique ont été largement étudiés dans la littérature, majoritairement expérimentalement. Un entrefer s'apparente à la configuration d'un espace annulaire formé par deux cylindres coaxiaux. Le cylindre intérieur tourne sur lui-même, l'extérieur est fixe. L'étude bibliographique décrit donc la physique de l'écoulement et des transferts convectifs dans un entrefer lisse puis dans quelques configurations à entrefer rainuré.

1.4.1. Paramètres adimensionnels :

Il est important de bien définir les nombres adimensionnels sur lesquels les résultats de différents auteurs seront comparés. Ils permettent également de bien situer notre étude par rapport aux conditions d'écoulement et de transfert convectif rencontrées dans la littérature.

1.4.1.1. Paramètres géométriques :

La définition géométrique d'un entrefer rainuré d'une machine électrique tournante nécessite la connaissance des grandeurs suivantes (figure 1.3) :

- ✓ R_r : rayon externe du cylindre interne tournant (rotor)
- ✓ R_s : rayon interne du cylindre externe fixe (stator)
- ✓ $e = R_s - R_r$: épaisseur de l'espace annulaire (entrefer)
- ✓ L : longueur de l'entrefer
- ✓ n : nombre d'encoches
- ✓ l : largeur des encoches
- ✓ p : profondeur des encoches

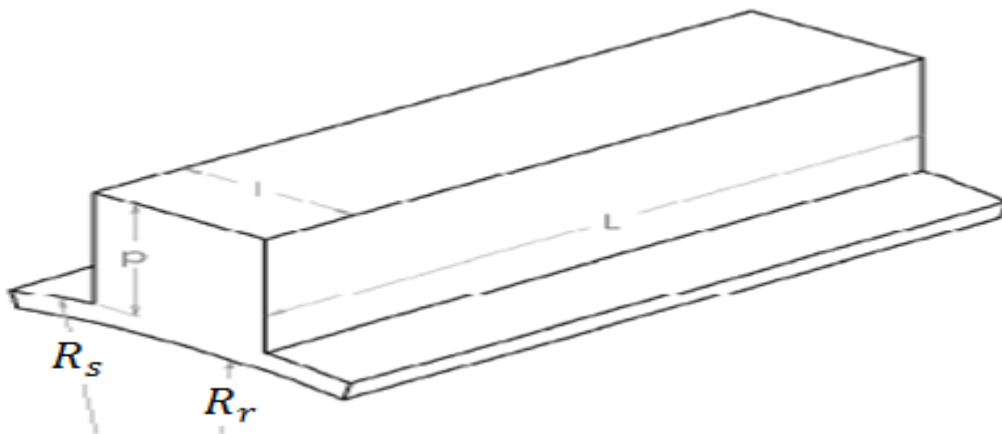


Figure 1.3 : Schéma d'une encoche au stator

On définit le diamètre hydraulique par $D_h = \frac{4S_p}{P_m}$ où S_p est l'aire de la section de passage et P_m le périmètre mouillé.

On a alors ici :

$$D_h = \frac{2[\pi(R_s^2 - R_r^2) + nlp]}{\pi(R_s - R_r) + np} \quad (1.7)$$

1.4.1.2. Paramètres dynamiques :

Les deux paramètres dynamiques principaux qui déterminent l'écoulement dans un entrefer sont :

- ✓ ω : la vitesse de rotation du rotor ($\frac{rad}{s}$).
- ✓ V_a : la vitesse axiale du fluide ($\frac{m}{s}$).

Dans une configuration d'écoulement combiné (axial et rotationnel), on peut définir les nombres de Reynolds suivants :

✓ Nombre de Reynolds axial :

$$R_a = \frac{V_a D_h}{\nu} \quad (1.8)$$

✓ nombre de Reynolds tangentiel :

$$R_t = \frac{\omega R_r D_h}{\nu} \quad (1.9)$$

Pour une géométrie annulaire simple, on préfère souvent utiliser le nombre de Taylor au lieu du nombre de Reynolds tangentiel. La formulation de ce nombre de Taylor peut différer selon les auteurs et fait souvent intervenir le carré de la vitesse de rotation. De manière générale, on l'exprime sous la forme :

$$T_a = \frac{\omega^2 R_r (R_s - R_r)^3}{\nu^2} \frac{1}{F_g} \quad (1.10)$$

Avec F_g , un facteur géométrique qui diffère selon les auteurs et qui permet de tenir compte du rapport de forme de l'espace annulaire lisse. Il tend en particulier vers 1 lorsque l'entrefer devient très étroit :

$$T_a = \frac{\omega^2 R_r \left(\frac{D_h}{2}\right)^3}{\nu^2} \quad (1.11)$$

qui tient compte de la présence des encoches par le diamètre hydraulique.

1.4.1.3. Paramètres thermiques :

Le nombre de Nusselt représente le rapport entre le flux de chaleur échangé par convection et le flux de chaleur qui serait transféré par conduction dans la même configuration géométrique :

$$Nu = \frac{hD_h}{\lambda} \quad (1.12)$$

où λ est la conductivité thermique du fluide et h est le coefficient d'échange convectif.

Par définition, son expression est la suivante :

$$h = \frac{-\lambda \text{grad } T}{T_p - T_{ref}} \quad (1.13)$$

Lorsque la température de référence est une température fluidique (température de mélange par exemple), le nombre de Nusselt montre l'efficacité des échanges entre la paroi et le fluide. Pour un entrefer sans débit axial, la température caractéristique est souvent celle de la seconde paroi. Le nombre de Nusselt déduit traduit alors l'efficacité des échanges d'une paroi à l'autre par l'intermédiaire du fluide.

1.4.2. Entrefer lisse :

La configuration d'entrefer lisse correspond à l'espace annulaire laissé entre deux cylindres concentriques. Au niveau géométrique, l'espace entrefer peut varier selon les diamètres du rotor et du stator, et selon la longueur de ceux-ci. Dans une configuration d'entrefer lisse fermé, c'est à dire sans débit axial, la vitesse de rotation du rotor détermine le comportement aéraulique et thermique du fluide. Nous parlerons également d'entrefer lisse ouvert, où un débit axial vient s'ajouter à l'effet de rotation.

1.4.2.1. Entrefer lisse fermé :

Dans cette partie nous allons nous attacher à l'écoulement et les transferts convectifs dans un espace annulaire lisse soumis uniquement à la rotation du cylindre intérieur.

Une description de la structure de l'écoulement dû uniquement à la rotation (écoulement de Couette-Taylor) est donnée avant de présenter quelques résultats relatifs aux échanges convectifs.

1.4.2.1.1. Structure de l'écoulement :

L'écoulement entre deux cylindres coaxiaux (l'un fixe, l'autre tournant) a été largement étudié dans la littérature. Il fait encore l'objet de nombreuses recherches par son intérêt dans le domaine des instabilités.

Pour de faibles vitesses angulaires, l'écoulement de base est stationnaire, axisymétrique et invariant par translation verticale. Il est constitué de vortex axiaux contrarotatifs (Figure 1.4).

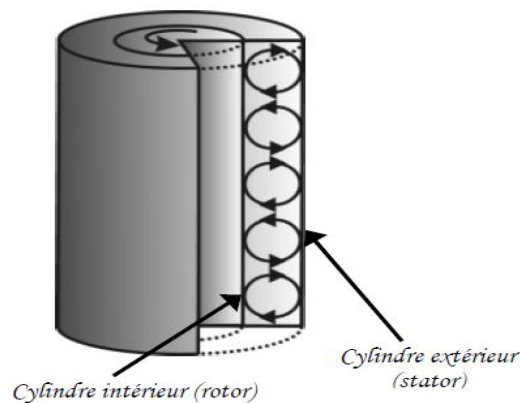


Figure 1.4 : Ecoulement laminaire stable

Au-delà d'une certaine vitesse de rotation critique, l'énergie transmise au fluide par la rotation du cylindre intérieur produit deux écoulements rotationnels : un mouvement global circonférentiel et la formation de tourbillons de Taylor répartis uniformément le long de l'axe des cylindres sous forme de tores. Cet écoulement, illustré en Figure (1.5), est appelé écoulement laminaire de Taylor-Couette.

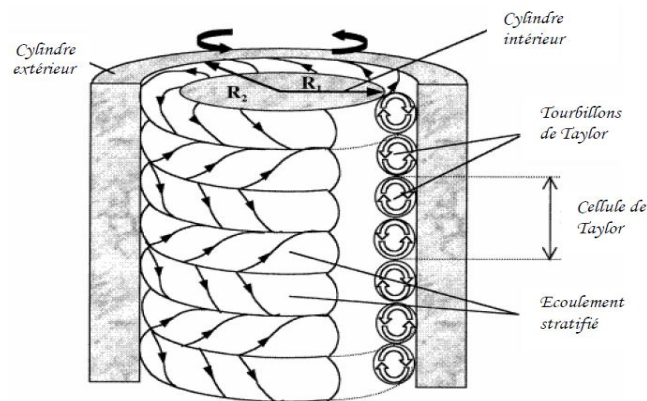


Figure 1.5 : Ecoulement laminaire de Taylor-Couette

Dans ce type d'écoulement, une seconde instabilité peut apparaître avec l'augmentation de la vitesse de rotation. Celle-ci se manifeste sous la forme d'une oscillation circonférentielle, ce qui rompt la symétrie cylindrique : les frontières entre tourbillons oscillent à une certaine fréquence (Figure 1.6).

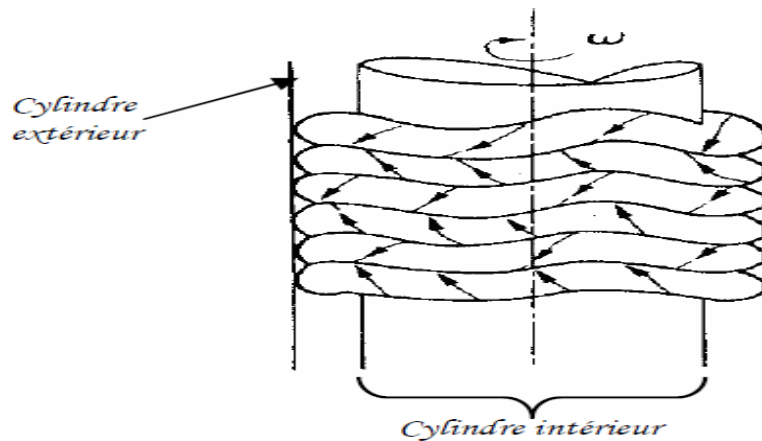


Figure 1.6 : Écoulement dans un espace annulaire – seconde instabilité

Il a ainsi mis en évidence l'existence d'une vitesse de rotation critique ω_c telle que :

- ✓ si $\omega < \omega_c$: l'écoulement est laminaire et circulaire. Les lignes de courant sont annulaires et centrées autour de l'axe de rotation. L'écoulement est monodimensionnel.
- ✓ Si $\omega > \omega_c$: l'écoulement présente des instabilités structurées de type « tourbillons de Taylor ». Elles sont contrarotatives et associées par paires. L'écoulement devient donc pour les vitesses de rotation proche de cette valeur critique, bidimensionnelle et axisymétrique.

Expérimentalement et théoriquement, Taylor [1] a déterminé la valeur critique de la vitesse de rotation du rotor pour un espace annulaire infiniment long et très étroit :

$$\frac{\omega_c \sqrt{R_r e^3}}{\nu} = 41.2 \quad (1.14)$$

La géométrie de l'entrefer joue également un rôle important sur les transitions. Concernant l'épaisseur de l'espace annulaire, COGNET [2] a montré que plus l'entrefer est large (R_r/R_s petit), plus l'apparition des tourbillons a lieu pour des nombres de Taylor élevés (Figure 1.7).

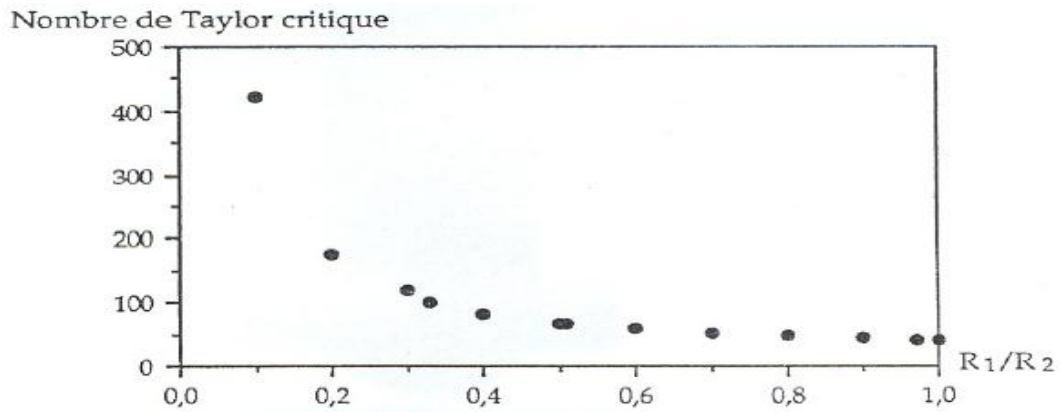


Figure 1.7 : Influence de l'épaisseur de l'espace annulaire sur la transition [7].

Un autre paramètre pouvant influencer les transitions de l'écoulement est la longueur (axiale) de l'entrefer. Les résultats de Cole [3] permettent de comprendre le rôle joué par la longueur de l'espace annulaire, il montre que quelle que soit la longueur des cylindres, les tourbillons apparaissent sensiblement pour la même vitesse de rotation. Par contre la longueur de l'entrefer influe beaucoup plus sur l'apparition des ondulations.

1.4.2.1.2. Echanges convectifs :

Becker et Kaye [4] ont étudié expérimentalement le cas d'un seul entrefer de largeur 8.115 mm et de longueur 1.42 m. Le rapport de forme $\frac{e}{R_r}$ est de 0.235.

Les auteurs basent leurs calculs du nombre de Taylor non pas sur R_r mais sur r_m le rayon moyen (moyenne arithmétique) de l'entrefer. De plus, ils présentent leurs résultats en fonction du nombre de Taylor modifié T_{am} qui fait intervenir un facteur géométrique F_g .

Celui-ci est défini comme :

$$T_{am} = \frac{T_a}{F_g} \quad (1.15)$$

Avec

$$F_g = \frac{\pi^4}{P} \cdot \frac{1}{1697 \cdot \left(1 - \frac{e}{2r_m}\right)^2} \quad (1.16)$$

Où

$$P = 0,0571 \cdot (1 - 0,652 \cdot X) + \frac{0,00056}{1 - 0,652 \cdot X} \quad (1.17)$$

Et

$$X = \frac{\frac{e}{r_m}}{1 - \frac{e}{2r_m}} \quad (1.18)$$

Les auteurs ont comparé leurs résultats en terme de nombre de Nusselt avec certains résultats disponibles dans la littérature ([5], [6]). Comme on peut le voir sur la Figure (1.8).

Les résultats des différents auteurs coïncident. De plus, trois zones peuvent se distinguer :

- ✓ pour $0 < T_a < 1700$, l'écoulement est laminaire et le nombre de Nusselt est constant et égal à 2.
- ✓ pour $1700 < T_a < 10^4$, l'écoulement devient laminaire avec apparition de tourbillons de Taylor. Les auteurs donnent la corrélation suivante :

$$Nu = 0,128 \cdot T_{a_m}^{0,367} \quad (1.19)$$

- ✓ pour $10^4 < T_a < 10^7$, l'écoulement est toujours laminaire avec des tourbillons de Taylor mais l'allure de l'évolution change légèrement. Les auteurs donnent cette nouvelle corrélation :

$$Nu = 0,409 \cdot T_{a_m}^{0,241} \quad (1.20)$$

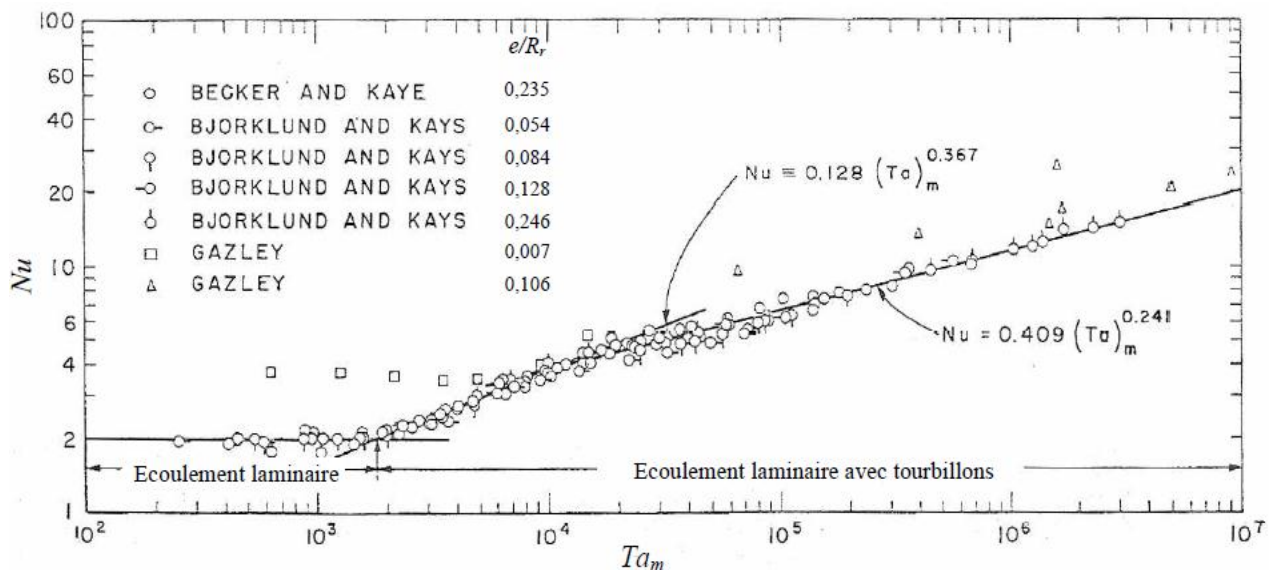


Figure 1.8 : Evolution du Nusselt en fonction du Taylor modifié pour un entrefer lisse [4]

1.4.2.2. Entrefer lisse ouvert :

Dans la configuration à entrefer lisse ouvert, un écoulement axial vient se superposer à l'effet de rotation donné par le rotor. La structure de l'écoulement puis les échanges convectifs sont successivement présentés dans cette partie.

1.4.2.2.1. Structure de l'écoulement :

Lorsqu'un débit axial est imposé dans un entrefer lisse, deux mécanismes interagissent : les effets centrifuges de l'écoulement rotationnel et les effets d'entraînement axial. L'écoulement devient alors hélicoïdal dans l'entrefer.

Kaye et Elgar [7] ont étudié expérimentalement cet écoulement combiné pour des combinaisons de vitesse de rotation et débit différents pour deux largeurs d'entrefer

($\frac{e}{r_m} = 0,703$ et $0,198$ où r_m est le rayon moyen de l'entrefer). Quatre régimes d'écoulement se distinguent :

- ✓ le régime laminaire stable,
- ✓ le régime laminaire avec vortex de Taylor,
- ✓ le régime turbulent,
- ✓ le régime turbulent avec vortex de Taylor.

Les limitations des transitions ont été basées sur l'observation des composantes de vitesse et la visualisation d'écoulement. Le positionnement des transitions entre les régimes dépend des grandeurs caractéristiques de l'entrefer. La Figure (1.9) représente l'allure des frontières entre les régimes d'écoulement.

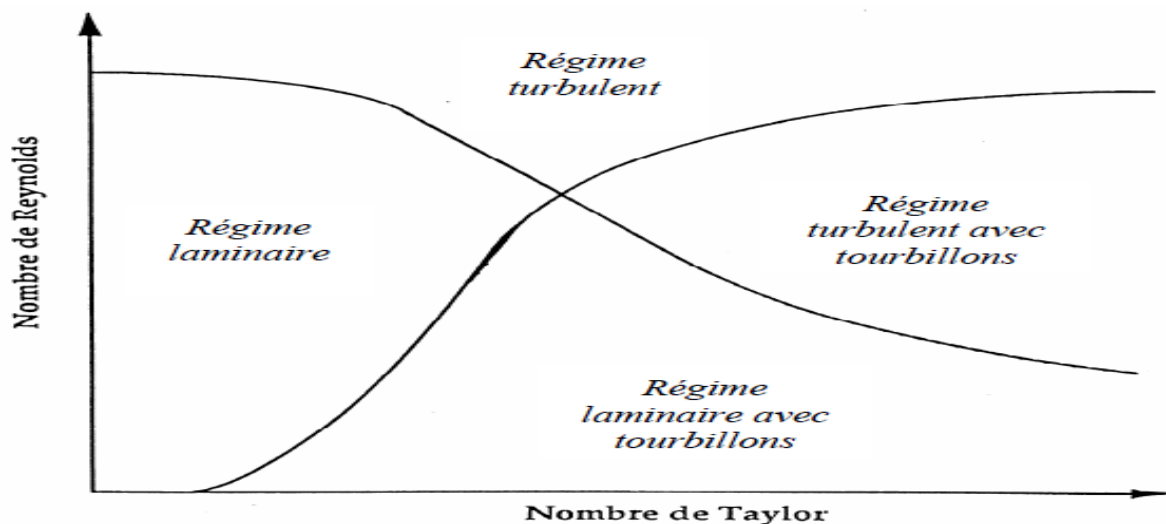


Figure 1.9 : Régimes pour un écoulement combiné [7]

L'ajout d'un écoulement axial à la rotation tend à retarder l'apparition des tourbillons de Taylor en régime laminaire et par conséquent à diminuer le coefficient de transfert convectif pour une même vitesse de rotation.

De nombreux auteurs introduisent une vitesse dite effective V_{eff} basée sur une combinaison des vitesses axiale V_a et tangentielle V_t . Celle-ci a pour expression :

$$V_{eff} = \sqrt{V_a^2 - \alpha V_t^2} \quad (1.21)$$

Cette vitesse effective fait apparaître un coefficient de pondération α qui témoigne du poids de la rotation vis-à-vis de l'écoulement axial. Ce coefficient prend le plus souvent la valeur de 0,25.

Il est alors possible d'associer à la notion de vitesse effective la notion de nombre de Reynolds effectif Re_{eff} . Celui-ci est exprimé en fonction des nombres de Reynolds axial Re_a et tangentiels Re_t .

$$Re_{eff} = \frac{V_{eff} \cdot 2e}{\nu} = \sqrt{Re_a^2 + \alpha \cdot Re_t^2} \quad (1.22)$$

Avec

$$Re_a = \frac{V_a \cdot 2e}{\nu} \quad \text{et} \quad Re_t = \frac{\omega R_r \cdot 2e}{\nu}$$

1.4.2.2.2. Echanges convectifs :

De nombreux auteurs s'étant intéressés au cas d'un entrefer sans débit axial ont également étudié l'influence que peut avoir l'ajout d'un débit. Entre autres, Gazley [5] a distingué, théoriquement et expérimentalement, les transferts de chaleur du rotor et du stator. Il définit alors les nombres de Nusselt pour le rotor Nu_r et pour le stator Nu_s :

$$Nu_r = \frac{2e \cdot h_r}{\lambda} \quad \text{avec} \quad h_{rs} = \frac{\Phi_r}{S_m(T_r - T_{air})} \quad (1.23)$$

$$\text{et} \quad Nu_s = \frac{2e \cdot h_s}{\lambda} \quad \text{avec} \quad h_{rs} = \frac{\Phi_s}{S_m(T_{air} - T_s)} \quad (1.24)$$

Avec

S_m : la surface moyenne du rotor et du stator,

T_r et T_s sont les températures respectives du rotor et du stator.

T_{air} la température moyenne de l'air dans l'entrefer,

Φ_r et Φ_s respectivement les flux moyens du rotor et du stator.

Les Figures (1.10) et (1.11) montrent l'évolution de ces nombres de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds effectif. L'auteur a pu noter que l'écoulement laminaire est prolongé avec l'ajout d'un débit axial.

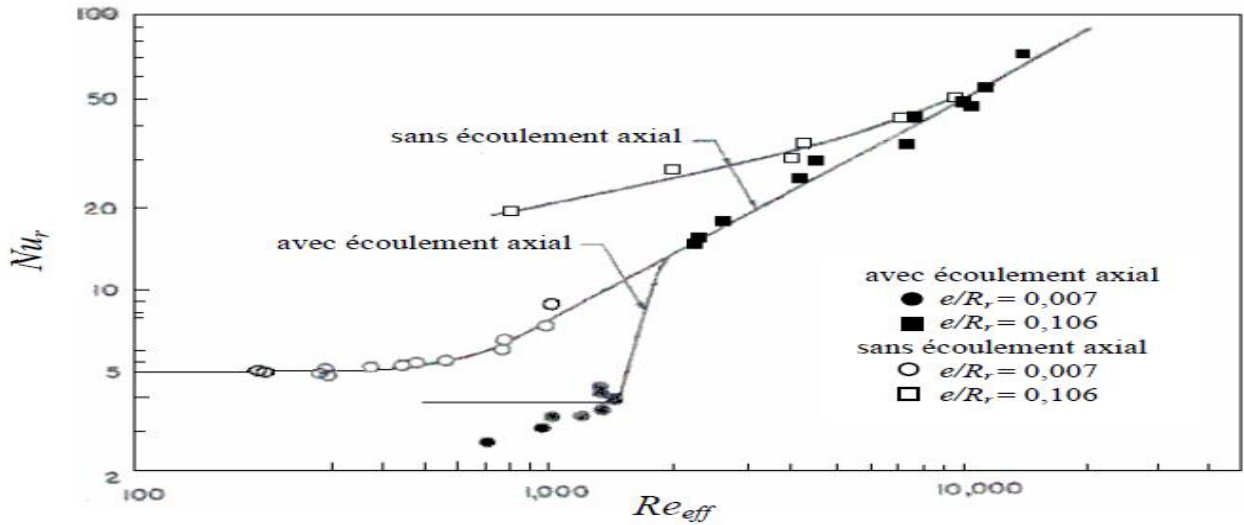


Figure 1.10 : Evolution du Nusselt au rotor en fonction du Reynolds effectif pour un entrefer lisse [5]

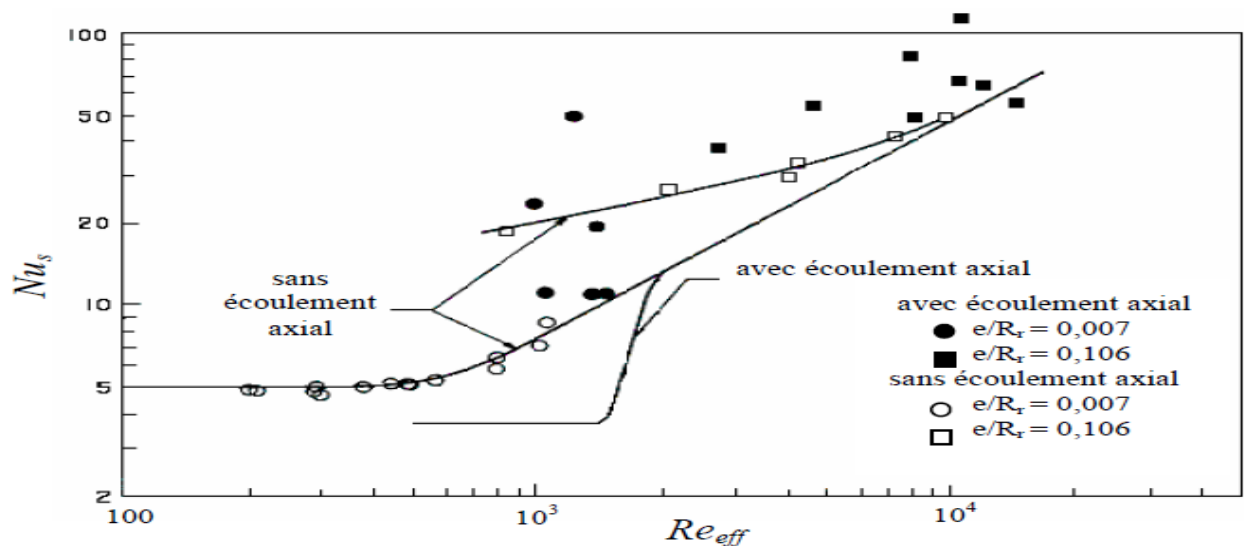


Figure 1.11 : Evolution du Nusselt au stator en fonction du Reynolds effectif pour un entrefer lisse [5]

Becker et Kaye [4] ont également étudié l'influence du débit axial. La Figure (1.12) montre leurs résultats expérimentaux pour un nombre de Reynolds axial variant de 0 à 6000 et un nombre de Taylor modifié variant de 10^3 à $2 \cdot 10^5$.

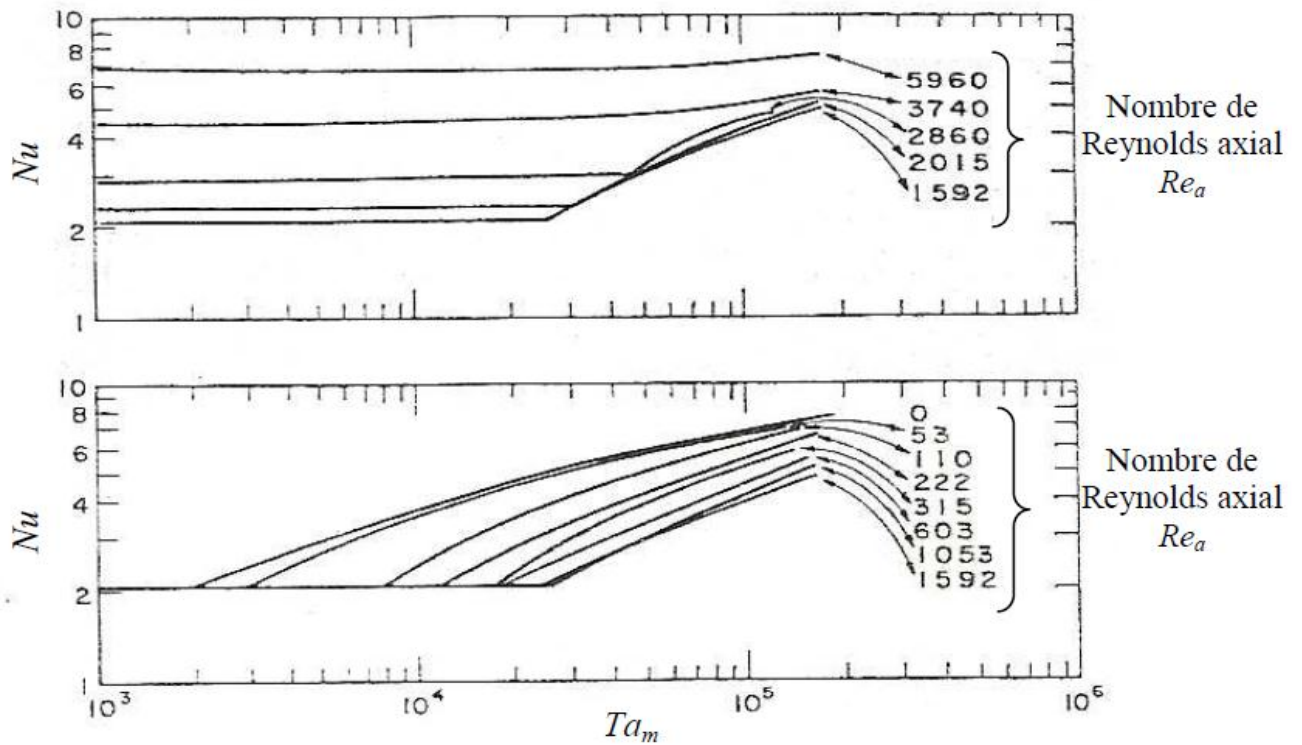


Figure 1.12 : Evolution du Nusselt en fonction du nombre de Taylor modifié pour un écoulement combiné [4]

Ils distinguent trois comportements selon la valeur du nombre de Reynolds axial :

- ✓ pour $Re_a < 1800$: l'écoulement axial tend à détruire les tourbillons de Taylor diminuant ainsi le transfert de chaleur.
- ✓ pour $1800 < Re_a < 3500$: l'écoulement subit une transition laminaire/turbulent. L'injection du débit axial stabilise partiellement l'écoulement sans faire disparaître totalement les tourbillons de Taylor.
- ✓ Pour $Re_a > 3500$: les tourbillons disparaissent. L'augmentation graduelle du nombre de Nusselt n'est alors due qu'à l'augmentation du caractère turbulent de l'écoulement.

Tachibana et Fukui [8] ont étudié les transferts de chaleur dans un entrefer pour un écoulement combiné.

Les plages de variation de leurs paramètres sont $71 < Ta < 3415$ et $380 < Re_a < 4200$.

Ils considèrent que le flux total échangé est la somme du flux de chaleur lié à l'écoulement axial Φ_a et du flux de chaleur lié à la rotation Φ_r :

$$\Phi_{tot} = \Phi_a + \Phi_r \text{ avec } \Phi_a = h_a S(T_r - T_{air}) \text{ et } \Phi_r = h_r S(T_r - T_s) \quad (1.25)$$

Avec T_r et T_s respectivement les températures du rotor et du stator et T_{air} la température moyenne de l'air dans l'entrefer (moyenne arithmétique entre l'entrée et la sortie).

Les auteurs distinguent donc les nombres de Nusselt liés au débit axial Nu_a et à la rotation Nu_r qu'ils définissent à l'aide de leurs résultats expérimentaux de la manière suivante :

$$Nu_a = \frac{h_a \cdot 2e}{\lambda} = 0,015 \cdot Pr^{1/3} \cdot Ra^{0.8} \left(1 + 2,3 \frac{2e}{L}\right) \cdot \left(\frac{D_s}{D_r}\right)^{0.45} \quad (1.26)$$

$$Nu_r = 0,046 \cdot (T_a^2 \cdot Pr)^{1/3} \quad (1.27)$$

Bouafia et ses co-auteurs [9] ont mis en place une maquette expérimentale permettant d'accéder à l'évolution axiale de la température de surface au rotor. Ils ont ainsi pu distinguer les échanges convectifs au rotor et au stator. Ils établissent alors les corrélations suivantes :

$$\checkmark \text{ au rotor : } Nu_r = 0,025 \cdot Re_{eff}^{0.8} \text{ avec } Re_{eff} = \sqrt{Re_a^2 + 0,5 \cdot Re_t^2}$$

$$\checkmark \text{ au stator : } Nu_s = 0,046 \cdot Re_{eff}^{0.7} \text{ avec } Re_{eff} = \sqrt{Re_a^2 + 0,25 \cdot Re_t^2}$$

pour $1,11 \cdot 10^4 < Ra < 3,1 \cdot 10^4$ et $500 < Re_t < 3,1 \cdot 10^4$.

Le coefficient de pondération dans la définition de la vitesse effective est différent selon la partie concernée : il vaut 0,25 dans le cas du stator et 0,5 dans le cas du rotor. Cette dernière valeur démontre une influence de la rotation plus forte que celle prévue par [5].

L'entrefer étudié a les dimensions caractéristiques suivantes : $e = 6,5mm$, $\frac{e}{R_r} = 0,045$.

1.4.3. Entrefer rainuré :

Dans les machines électriques, les encoches pratiquées dans les empilements de tôles qui constituent le stator et le rotor, servent au départ de passage pour le bobinage. Mais l'impact de ces encoches sur les échanges convectifs dans l'entrefer est certainement moins contrôlé ou maîtrisé par les constructeurs. L'objet de cette partie est donc de s'intéresser au

comportement thermo aéraulique de l'entrefer encoché. La configuration d'un entrefer encoché a été relativement peu étudiée dans la littérature. Les résultats des différentes études sont peu concordants. De plus, de part la diversité des configurations expérimentales (nombre d'encoques, dimensions de celles-ci, localisation au rotor et/ou au stator, dimensions du cylindre, taille d'entrefer, etc...), il est considérablement difficile de comparer les différents travaux disponibles dans la littérature.

Comme pour l'entrefer lisse, ce paragraphe va d'abord être consacré à la description de la structure de l'écoulement, avant de s'attarder sur les échanges thermiques pour mieux comprendre le rôle des encoches.

1.4.3.1. Structure de l'écoulement :

Tachibana et Fukui [8] ont comparé le nombre de Taylor critique d'entrefers lisses avec celui d'entrefers encochés, en absence de débit axial (dans leur cas, c'est le rotor qui est rainuré). Les entrefers étudiés ne sont pas entièrement décrits dans leur publication.

Il manque en effet le nombre d'encoques rotoriques et le diamètre du rotor ou du stator.

Il semble toutefois que l'entrefer soit large (jusqu'à) et les encoches très larges (**10mm pour 3mm de profondeur**). Le rotor est chauffé. Les auteurs montrent qu'en présence d'encoques la transition vers l'écoulement avec tourbillons de Taylor est retardée :

✓ $T_{ac} = 1680$ si le rotor est lisse.

✓ $T_{ac} = 6400$ si le rotor est encoché.

Les résultats ont été obtenus à partir de plusieurs géométries d'entrefer et il est difficile de dissocier le rôle joué directement par les encoches de celui de l'épaisseur de l'espace annulaire. Il semble malgré tout que le diamètre hydraulique de l'entrefer reste identique, que l'espace annulaire soit lisse ou encoché.

Gardiner et Sabersky [10] ont observé un phénomène identique pour des entrefers définis par :

Table 1.1 : Caractéristiques des entrefers de l'étude de Gardiner et Sabersky [10].

Entrefer lisse	Entrefer encoché
$R_r = 5,15 \text{ cm}$ $R_s = 6,70 \text{ cm}$ $L = 122 \text{ cm}$	$R_r = 5,05 \text{ cm}$ $R_s = 6,70 \text{ cm}$ $L = 122 \text{ cm}$ 30 encoches : $p = 0,16 \text{ cm}$ et $l = 0,32 \text{ cm}$
$T_a = \frac{2\omega^2 R_r^2 (R_s - R_r)^3}{\nu^2 (R_s + R_r)}$	$T_a = \frac{2\omega^2 R_r \left(R_s - \left(\frac{2R_r - p}{2} \right) \right)^3}{\nu^2}$

Le nombre de Taylor critique passe dans leur cas de 2000 pour l'entrefer lisse à 10^4 pour l'entrefer encoché. Selon Gardiner et Sabersky [10], ce résultat peut venir en partie de la définition du nombre de Taylor, et surtout de la contribution de la convection naturelle qui retarde le développement des tourbillons en présence d'encoches.

1.4.3.2. Echanges convectifs :

L'étude des échanges convectifs dans un entrefer à encoches a surtout été étudiée dans une configuration fermée et beaucoup moins avec un débit axial.

1.4.3.2.1. Rôle des encoches en absence de débit axial :

Tachibana et Fukui [8] ont concentré leur étude sur les échanges convectifs dans un entrefer rainuré au rotor. Les encoches ont une largeur de 10mm et une profondeur de 3mm et différentes largeurs d'entrefer ont été testées : $3,5$; $5,5$; $9,5$ et $20,5 \text{ mm}$. La vitesse de rotation varie entre 44 et $2430 \text{ tr}/\text{mn}$.

Les auteurs ont pu observer que la valeur du nombre de Taylor critique est augmentée en présence d'encoches.

De même, Gardiner et Sabersky [10] ont évalué l'influence des encoches et ont comparé leurs résultats expérimentaux obtenus avec un entrefer lisse ($\frac{e}{R_r} = 0.107$) à ceux obtenus avec un entrefer rainuré au rotor. Les encoches sont au nombre de 30 et ont les dimensions suivantes : profondeur de $1,6\text{mm}$ et largeur de $3,2\text{mm}$. La vitesse de rotation maximale de leur étude est de $160 \text{ tr}/\text{mn}$.

Les auteurs ont ainsi pu remarquer que les transferts convectifs sont augmentés par la présence des encoches au-delà du nombre de Taylor critique (Figure 1.13).

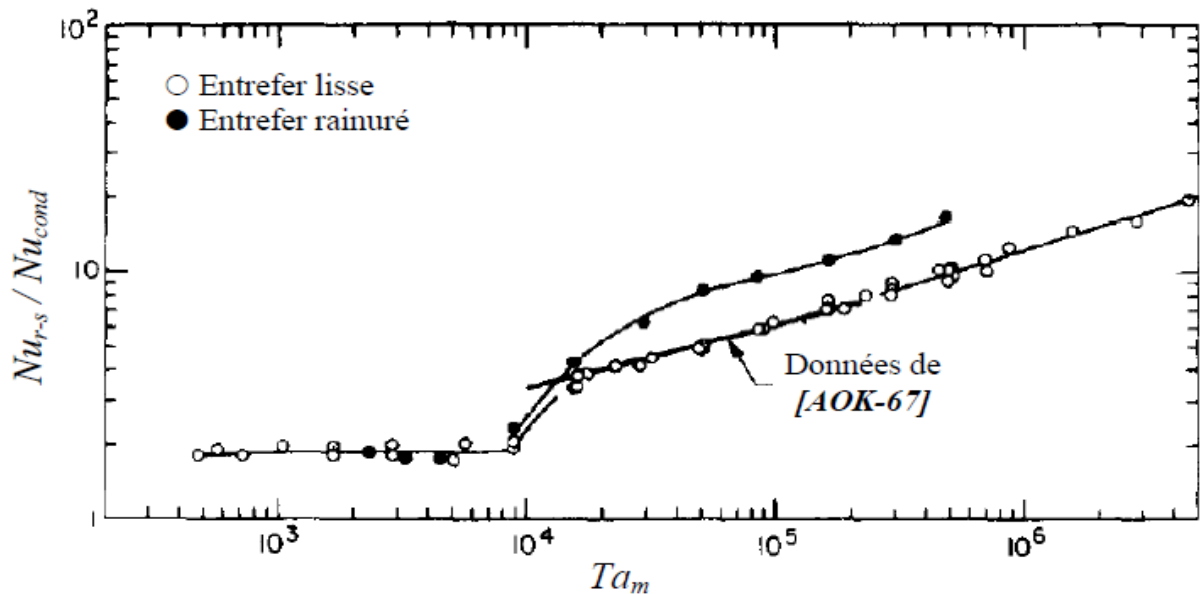


Figure 1.13 : Evolution du rapport Nu_{r-s}/Nu_{cond} en fonction du nombre de Taylor modifié
 [10] Ecoulement lié à la rotation seule, $Pr = 4.5$

Bouafia et al. [9] ont étudié les échanges convectifs dans un entrefeer rainuré où seul le stator possède 48 encoches de profondeur 15mm et de largeur 8,3mm.

Dans le cas d'un écoulement lié à la rotation seule, les échanges convectifs se rapprochent du cas d'un entrefeer lisse (Figure 1.14). En effet, il existe également une transition entre un régime laminaire stable et le régime avec la première instabilité de Taylor. Celle-ci est plus élevée que dans le cas d'un entrefeer lisse. Dans le cas du régime laminaire, le nombre de Nusselt augmente légèrement avec le nombre de Taylor.

Les auteurs ont établi les corrélations suivantes :

$$\text{pour } 6000 < Ta_m < 1,4 \cdot 10^6, \quad Nu_{r-s} = 0,132 \cdot Ta_m^{0,3} \quad (1.28)$$

$$\text{pour } 1,4 \cdot 10^6 < Ta_m < 2 \cdot 10^7, \quad Nu_{r-s} = 0,029 \cdot Ta_m^{0,4} \quad (1.29)$$

Les auteurs définissent le nombre de Taylor modifié comme ci-dessous :

$$T_{a_m} = \frac{T_a}{F_g} \quad \text{avec} \quad F_g = \frac{\pi^2}{1697 \cdot P} \frac{R_r + R_s}{2 \cdot R_r} \quad (1.30)$$

$$\text{et } P = 0,0571 \cdot \left(1 - 0,652 \frac{e}{R_r}\right) + 0,00056 \left(1 - 0,652 \frac{e}{R_r}\right)^{-1} \quad (1.31)$$

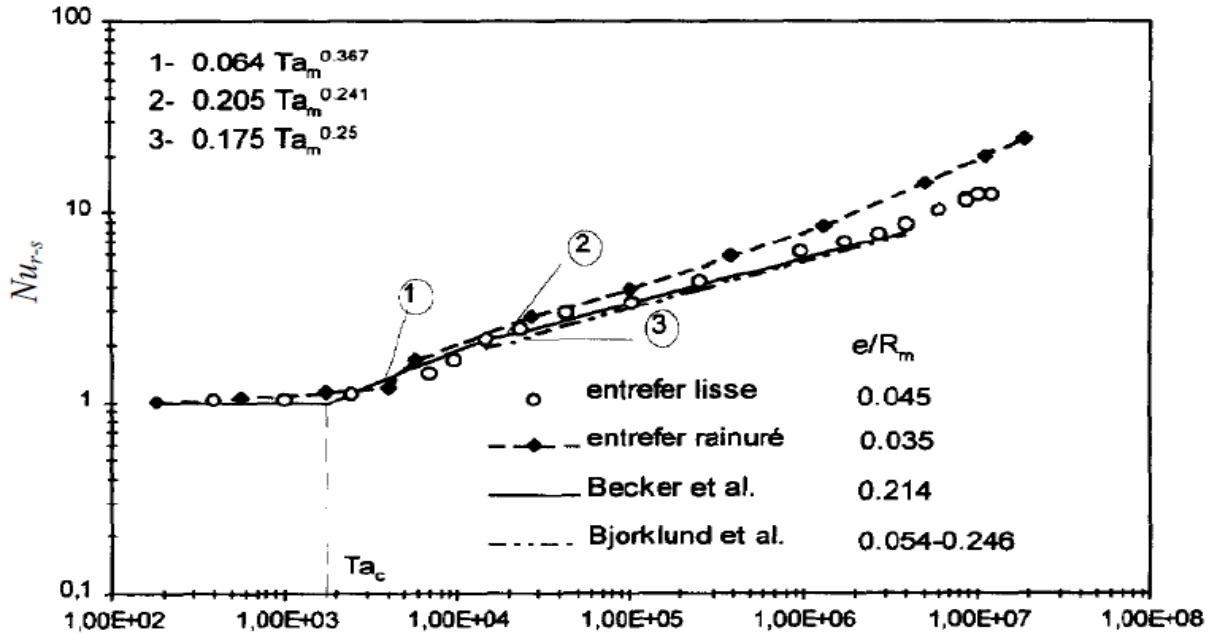


Figure 1.14 : Evolution du nombre de Nusselt dans un entrefer rainuré sans débit axial [9]

1.4.3.2.2. Rôle des encoches en présence d'un débit axial :

Gardiner et Sabersky [10] ont évalué l'influence des encoches dans le cas d'un écoulement combiné et ont comparé leurs résultats expérimentaux obtenus avec un entrefer lisse. La Figure 1.15 montre une amélioration globale des transferts dans le cas d'un entrefer rainuré, y compris pour des nombres de Taylor modifié inférieur à la valeur critique. De plus, il est à noter que cette valeur du nombre de Taylor critique est modifiée par la présence des encoches.

Lee et Minkowyc [11] se sont intéressés aux deux configurations suivantes pour un écoulement combiné :

- ✓ le rotor est encoché et le stator est lisse : la largeur des encoches est fixée à 10,34mm, la profondeur varie entre 5,3 ; 7,8 et 10,3mm .
- ✓ le stator est encoché et le rotor est lisse : la largeur des encoches est de 10,16 mm et la profondeur est de 1,8mm .

La Figure 1.16 présente leurs résultats expérimentaux pour les deux configurations avec des longueurs d'entrefer et des nombres de Reynolds axial différent.

Les auteurs ont également pu observer que les transferts convectifs sont augmentés en présence d'encoches au rotor. De plus, les espaces annulaires larges favorisent le transfert convectif.

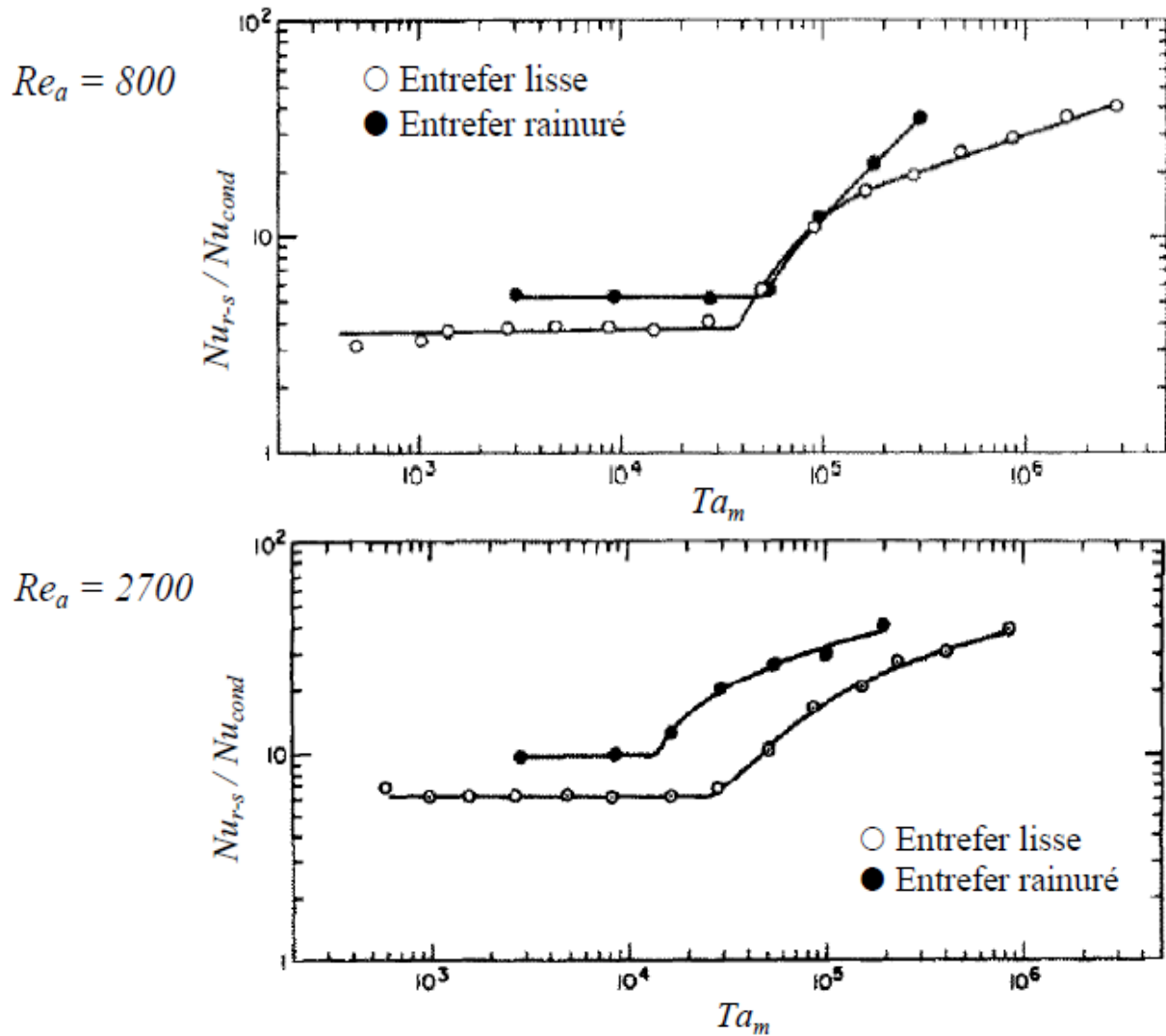


Figure 1.15 : Evolution du rapport Nu_{r-s}/Nu_{cond} en fonction du nombre de Taylor modifié [10]
Ecoulement combiné, $P_r = 4.5$

Bouafia et al. [9] ont étudié les échanges convectifs dans un entrefer rainuré où seul le stator possède 48 encoches de profondeur $15mm$ et de largeur $8,3mm$.

Dans le cas d'un écoulement combiné, les auteurs distinguent les échanges convectifs au stator et au rotor de la même manière que pour un entrefer lisse.

Dans le cas du rotor (Figure 1.17), le nombre de Nusselt moyen peut s'exprimer de manière similaire au cas d'un entrefer lisse. Ils établissent la corrélation suivante :

$$N_{ur} = 0,021 \cdot Re_{eff}^{0.8} \quad (1.32) \quad \text{pour } 4400 < Ra < 1,7 \cdot 10^4 \quad \text{et } 300 < Rt < 6,4 \cdot 10^4$$

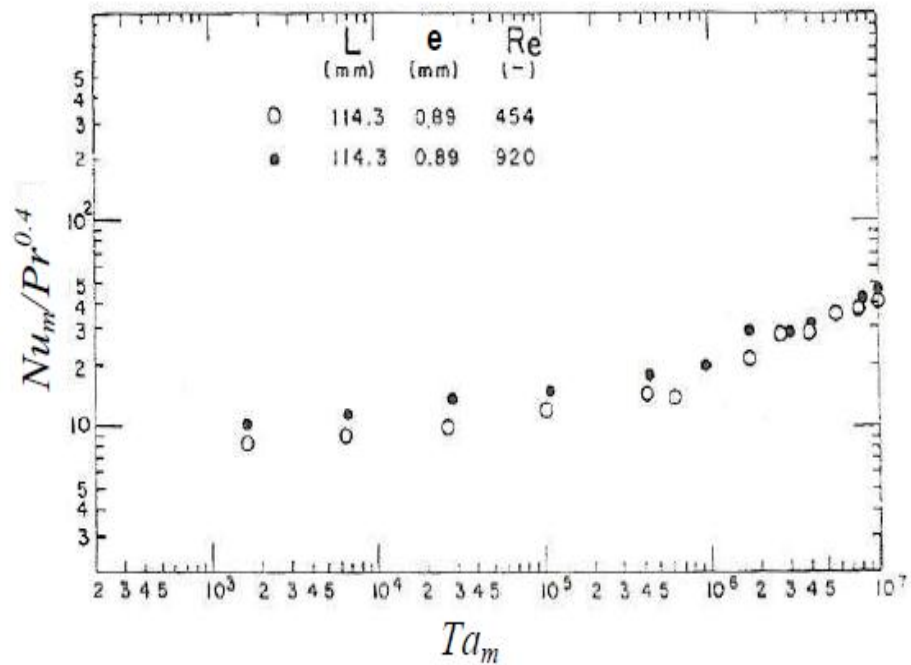
Les auteurs prennent la valeur de 0,5 pour le coefficient de pondération dans la définition de la vitesse effective. La présence de rainures au stator semble diminuer le nombre de Nusselt moyen de 19% par rapport au cas de l'entrefer lisse. Les auteurs attribuent cette diminution au fait qu'une partie du débit pénètre au fur et à mesure dans les encoches.

En ce qui concerne les échanges au stator (Figure 1.17), les auteurs ont pu observer que la présence des rainures affecte considérablement les mécanismes de l'écoulement. Les échanges dépendent alors fortement de l'importance du rapport $\frac{V_t}{V_a}$. Ils établissent alors la corrélation suivante :

$$\frac{N_u - N_{u0}}{N_{u0}} = 0,333 \cdot \left(\frac{Re_t}{Re_a} \right) \quad (1.33) \quad \text{avec } N_{u0} = 0,021 \cdot Re_a^{0.8} \quad (1.34)$$

N_{u0} Correspond au nombre de Nusselt dans le cas d'un écoulement axial sans rotation.

Encoches au stator



Encoches au rotor
(profondeur de 7,8 mm)

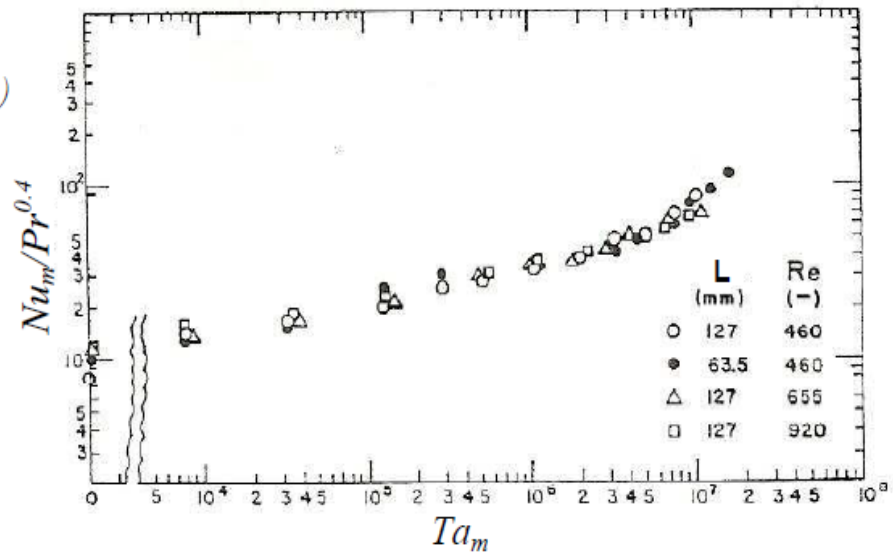


Figure 1.16 : Evolution du nombre de Nusselt dans un entrefer rainuré [11]

Peres et ses co-auteurs [12] ont étudié numériquement les échanges convectifs dans le même entrefer rainuré au stator que Bouafia et al. [9]. Ils ont ainsi observé les mêmes tendances que précédemment. En effet, ils ont remarqué que l'air pénètre progressivement dans les encoches dans le cas d'un écoulement combiné. De plus, des recirculations se créent dans les encoches.

Au rotor, le nombre de Nusselt peut s'exprimer de manière similaire au cas d'un entrefer lisse. Par contre, pour le stator rainuré, les auteurs ont montré que le nombre de Nusselt dépend du terme $\frac{Re_a^2}{Ta}$. Celui-ci représente le couplage entre les effets centrifuges et le débit axial.

Les auteurs ont établi les corrélations suivantes pour les configurations d'un entrefer lisse et d'un entrefer rainuré au stator (48 encoches de rapport de forme largeur / profondeur de 0,55).

Pour : $6240 < Re_a < 29,9 \cdot 10^3$; $10^6 < Ta < 10^8$ et $2,4 < \frac{Re_a^2}{Ta} < 99,8$

Entrefer lisse :

✓ Rotor : $N_{ur} = 0,0179 \cdot Re_{eff}^{0.8}$ (1.35)

✓ Stator : $N_{us} = 0,0238 \cdot Re_{eff}^{0.8}$ (1.36)

Entrefer encoché :

✓ Rotor : $N_{ur} = 0,025 \cdot Re_{eff}^{0.79}$ (1.37)

✓ Stator : $N_{us} = 13,22 \cdot \left(\frac{Re_a^2}{Ta}\right)^{0,42}$ (1.38)

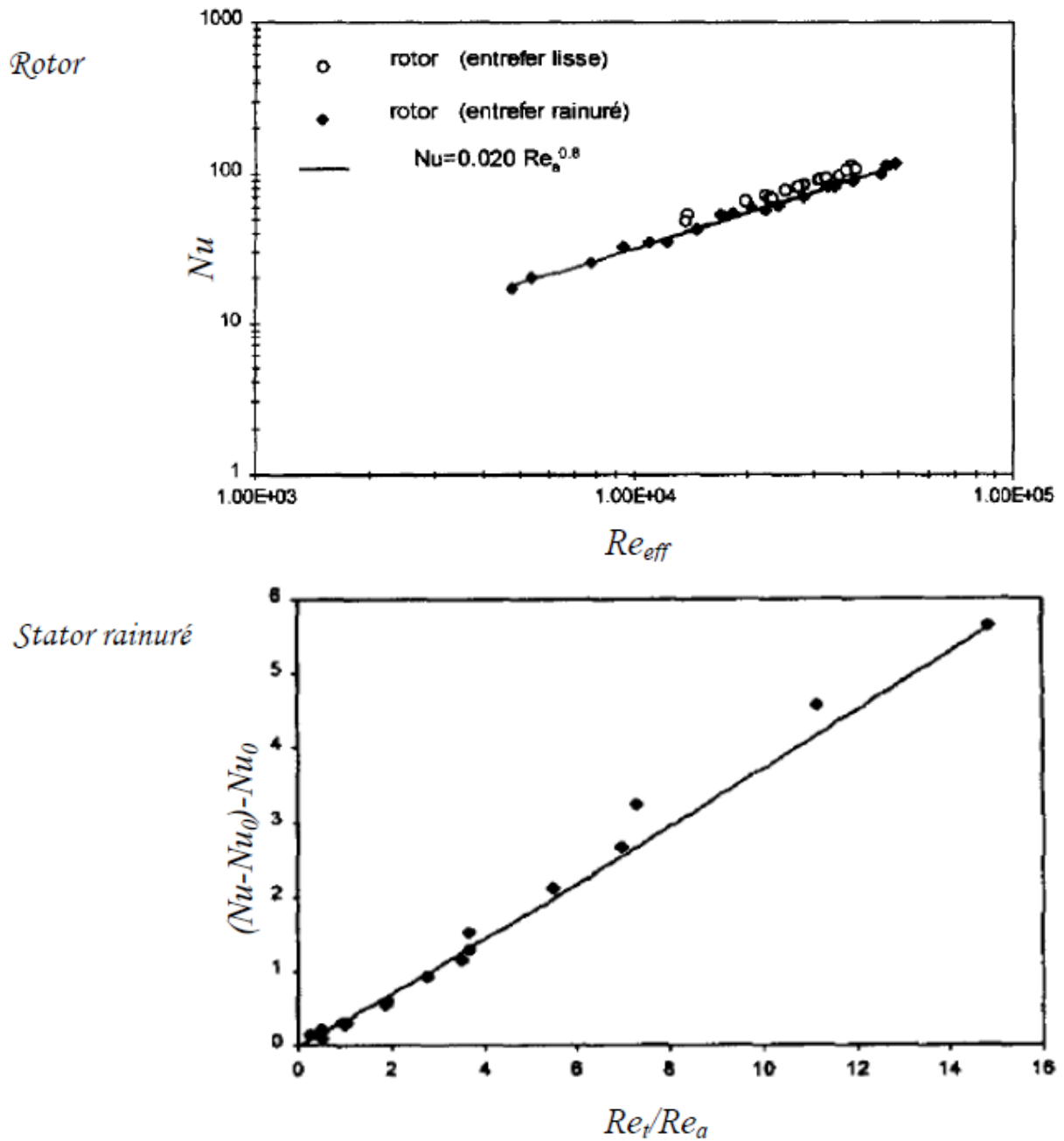


Figure 1.17 : Evolution du nombre de Nusselt dans un entrefer rainuré avec débit axial [9]

Bouafia et ses co-auteurs ont poursuivi leur étude sur cet entrefer rainuré au stator (48 encoches) [13] en combinant une étude expérimentale et numérique. Les auteurs ont ainsi pu montrer de nouveau l'intérêt des encoches pour intensifier les transferts, d'autant plus quand la vitesse de rotation est importante.

1.5. Conclusion :

En fait l'analyse bibliographique a une grande importance dans le diagnostic et la compréhension du problème de toute nature afin de trouver la solution qui sera conformée à la réalité ainsi qu'elle ouvre également la voie à l'étude numérique détaillée de notre problème. Il est important de rappeler que la configuration d'un entrefer a été largement étudiée dans la littérature lorsque celui-ci est lisse. L'écoulement d'air ainsi que les transferts convectifs sont relativement bien connus dans le cas où un débit axial est ou n'est pas imposé en entrée. Cependant, il n'y a que peu d'études dans la littérature traitant d'un entrefer rainuré (avec ou sans débit axial). La diversité des configurations étudiées rend difficile une interprétation globale des tendances observées. Cependant deux caractéristiques semblent se dégager. A savoir que le nombre de Taylor critique est plus important dans le cas d'un entrefer rainuré que lisse. De plus, la présence d'encoches au rotor semble augmenter les transferts convectifs.

CHAPITRE 2

Modélisation de la Turbulence

2.1. Introduction :

La grande majorité des écoulements rencontrés en aérodynamique sont turbulents. Leur prédiction et leur compréhension physique fine sont donc primordiales dans de nombreux domaines de la mécanique. Les équations qui gouvernent les mouvements des fluides, qu'ils soient turbulents ou non, ont été écrites pour la première fois par Claude Navier en 1823. Elles sont souvent appelées les équations de Navier-Stokes. La turbulence est devenue une science expérimentale vers la fin du XIXe siècle quand l'anglais Osborne Reynolds a pu observer la transition du régime laminaire au régime turbulent. Pour un tel écoulement turbulent les équations de Reynolds moyennées font apparaître un nombre des inconnues supplémentaires ($\overline{u_i u_j}$). La fermeture du système d'équations dans ce cas est nécessaire. Notre contribution est d'utiliser le modèle de turbulence ($k - \epsilon$) par l'exploitation du logiciel de calcul **FLUENT** afin d'étudier convenablement l'écoulement aérothermique tridimensionnel turbulent dans différentes géométries des entrefers.

2.2. Equation régissant le champ d'écoulement :

On s'intéresse essentiellement à l'écoulement incompressible et permanent. Les équations vérifiées sont :

- ✓ La conservation de la masse :

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.1)$$

- ✓ La conservation de la quantité de mouvement :

$$u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} \quad (2.2)$$

- ✓ La conservation de l'énergie :

$$\vec{u} \cdot \overrightarrow{\text{grad}T} = \kappa \Delta T \quad (2.3)$$

Avec

$\nu = \frac{\mu}{\rho}$ viscosité cinématique

$\kappa = \frac{\lambda}{\rho c_p}$ diffusivité thermique

2.3. Moyenne temporelle :

La moyenne temporelle est définie pour une seule expérience, à une seule position, l'écoulement étant stationnaire sur le temps t .

$$\bar{U}(x_j) = \lim_{t \rightarrow \infty} \frac{1}{t} \int_0^t U_i(x_j) dt \quad (2.4)$$

$$\bar{P} = \lim_{t \rightarrow \infty} \frac{1}{t} \int_0^t P dt$$

2.4. Equations et contraintes de Reynolds :

2.4.1. Equations :

Pour résoudre ce système une approche statique est utilisée. Comme les grandeurs U_i et P sont des variables aléatoires, il faudrait résoudre les systèmes (1) et (II.2) à tout instant. C'est ce qu'on fait effectivement dans les simulations directes de la turbulence. Mais de telles simulations ne peuvent être envisagées et pour encore longtemps.

On est donc en train de travailler sur des équations moyennées. Les règles suivantes s'appliquent à l'opérateur moyen. Étant donné les fonctions f et g :

$$f = \bar{f} + f' \quad (2.5)$$

\bar{f} est la partie moyenne (d'ensemble)
 f' est la partie fluctuante

$$g = \bar{g} + g' \quad (2.6)$$

\bar{g} est la partie moyenne (d'ensemble)
 g' est la partie fluctuante

On en déduit aisément :

$$\begin{aligned}
1- \overline{f + g} &= \bar{f} + \bar{g} \\
2- \overline{a \cdot f} &= a \cdot \bar{f} \\
3- \frac{\partial \bar{f}}{\partial x} &= \frac{\partial}{\partial x} \bar{f} \\
4- \overline{g \bar{f}} &= \bar{f} \cdot \bar{g} \\
5- \overline{f \cdot g} &= \bar{f} \cdot \bar{g} + \overline{f'g'}
\end{aligned} \tag{2.7}$$

On applique l'opérateur de moyenne d'ensemble sur les équations instantanées en pratiquant la décomposition de Reynolds sur les inconnues du problème. Les nouvelles équations obtenues sont dites équations moyennées.

On notera :

$$u_i(\vec{x}, t) = U_i(\vec{x}, t) + u'_i(\vec{x}, t)$$

Et

$$p(\vec{x}, t) = P(\vec{x}, t) + p'(\vec{x}, t)$$

En introduisant la décomposition de Reynolds dans l'équation de continuité et en prenant la moyenne d'ensemble on obtient pour le champ moyen :

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \tag{2.8}$$

Par soustraction de cette équation à l'équation de continuité du mouvement instantané, on obtient pour les fluctuations de vitesse :

$$\frac{\partial u'_i}{\partial x_i} = 0 \tag{2.9}$$

On remarque donc que les quantités moyennes et fluctuantes vérifient toutes les deux l'équation de continuité.

Les trois composantes de la vitesse moyenne sont données par :

$$U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \overline{u'_j \frac{\partial u'_i}{\partial x_j}} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \mathcal{V} \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_j \partial x_j} \tag{2.10}$$

La condition d'incompressibilité sur les fluctuations implique que

$$\overline{u'_j \frac{\partial u'_i}{\partial x_j}} = \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_j}$$

On définit alors le tenseur de Reynolds par :

$$R_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j} \quad (2.11)$$

Finalement les équations moyennées s'écrivent :

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{\tau_{ij}} + R_{ij}) \quad (2.12)$$

$$\text{Avec } \overline{\tau_{ij}} = \mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right)$$

On voit donc que sous cette forme les équations du champ moyen de vitesse sont différentes des équations instantanées puisqu'apparaît dans ces équations un nouveau terme lié à l'effet du champ fluctuant. On peut assimiler l'effet du mouvement fluctuant à une loi de comportement non newtonienne.

Le tenseur de Reynolds est un tenseur symétrique :

$$R_{ij} = -\rho \begin{bmatrix} \overline{u'u'} & \overline{u'v'} & \overline{u'w'} \\ \overline{u'v'} & \overline{v'v'} & \overline{v'w'} \\ \overline{u'w'} & \overline{v'w'} & \overline{w'w'} \end{bmatrix} \quad (2.13)$$

Ce tenseur introduit donc 6 inconnues supplémentaires. On a donc un problème de fermeture. Le rôle des modèles de turbulence sera donc de fournir des lois phénoménologiques (algébriques ou différentielles) pour fermer le problème.

2.4.2. Problème de la fermeture :

La différence entre les équations de NAVIER-STOKES et celles de Reynolds est en fait essentielle, parce que les contraintes $-\overline{u_i u_j}$ sont des inconnues supplémentaires et que l'on ne dispose à priori que du même nombre d'équations.

Dans un problème laminaire, on a 4 fonctions inconnues U_1, U_2, U_3 et P et quatre équations, l'équation de continuité et les trois équations de NAVIER-STOKES. Pour un

problème turbulent, on dispose du même nombre d'équations, les équations de Reynolds remplaçant celle de NAVIER-STOKES, mais en plus des fonctions inconnues de l'écoulement moyen U_1, U_2, U_3 et P , on a les 6 fonctions inconnues du tenseur de Reynolds $-\overline{u_i u_j}$ donc dans le cas général, on a 10 fonctions inconnues, mais seulement 4 équations. On dit que le système n'est pas **fermé**. Pour pouvoir résoudre ce système, il faut trouver des équations supplémentaires en nombre suffisant, c'est le problème central de la turbulence, problème de la **fermeture**. Pour cela, beaucoup de chercheurs se sont investis dans le domaine et plusieurs contributions de modèles de résolution ont été proposées. Parmi ces modèles on peut citer deux modèles les plus utilisés qui sont le modèle (k-ε) et le modèle des contraintes de Reynolds (appelé aussi RSM).

2.5. Modèle Standard k-ε :

Le modèle k-ε standard [Launder et spalding (1972)] qui se base sur le concept bousinesq (1977) les termes des contraintes de Reynolds sont :

$$-\rho \overline{u_i u_j} = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (2.14)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad \text{est le tenseur de Reynolds} \quad (2.15)$$

$$\mu_t = \rho \nu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad \text{La Viscosité turbulente} \quad (2.16)$$

Avec $C_\mu = 0,99$

L'énergie cinétique turbulente est défini par :

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i u_i} = \frac{1}{2} (\overline{u_1^2} + \overline{u_2^2} + \overline{u_3^2}) \quad (2.17)$$

Le taux de dissipation ε de l'énergie cinétique k est donné par :

$$\varepsilon = \nu \overline{\frac{\partial u_i \partial u_i}{\partial x_j \partial x_j}} \quad (2.18)$$

2.5.1. Equation de transport de l'énergie cinétique turbulente k :

On a dérivé précédemment à partir des équations de transport pour les contraintes de Reynolds, l'équation de transport de l'énergie cinétique turbulente qui s'écrit :

$$U_k \frac{\partial k}{\partial x_k} = \underbrace{-\overline{u'_i u'_k}}_{\mathcal{P}_k} \frac{\partial U_i}{\partial x_k} - \frac{1}{2} \underbrace{\frac{\partial \overline{u'_i u'_i u'_k}}{\partial x_k}}_{\mathcal{J}_k} - \frac{1}{\rho} \underbrace{\frac{\partial \overline{u'_k p'}}{\partial x_i}}_{\Pi_k} + \underbrace{\mathcal{V} \frac{\partial^2 k}{\partial x_k \partial x_k}}_{\mathcal{D}_k} - \underbrace{\mathcal{V} \frac{\partial \overline{u'_i}}{\partial x_k} \frac{\partial \overline{u'_i}}{\partial x_k}}_{\epsilon_k} \quad (2.19)$$

- ✓ \mathcal{P}_k : appelé production turbulente. Il caractérise les échanges d'énergie par interaction avec le mouvement moyen. Ce terme est positif comme on le verra par la suite. Il représente de l'énergie cédée par le mouvement moyen au mouvement turbulent
- ✓ \mathcal{J}_k : Transport turbulent ou diffusion turbulente par les fluctuations de vitesse
- ✓ Π_k : transfert d'énergie par l'interaction pression vitesse fluctuantes
- ✓ \mathcal{D}_k : diffusion visqueuse de l'énergie cinétique turbulente par la viscosité
- ✓ ϵ_k : dissipation de l'énergie turbulente sous forme de chaleur. Ce terme constitue un puits dans l'équation de k et conduit donc toujours à une décroissance de la turbulence.

En utilisant l'hypothèse de **Boussinesq**, le terme de production s'écrira :

$$-\overline{u'_i u'_k} \frac{\partial U_i}{\partial x_k} = \left[\mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_k} + \frac{\partial U_k}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \right] \frac{\partial U_i}{\partial x_k} \quad (2.20)$$

Pour le terme de diffusion turbulente et de couplage avec la pression fluctuante de k , par analogie avec la diffusion visqueuse, il peut s'écrire sous la forme :

$$-\rho (\overline{k u'_k} + \overline{p u'_k}) = \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_k} \quad (2.21)$$

Où σ_k est l'équivalent d'un nombre de Prandtl turbulent. Enfin le terme de dissipation s'écrira :

$$2\mu \frac{\partial \overline{u'_i}}{\partial x_k} \frac{\partial \overline{u'_i}}{\partial x_k} = \rho \epsilon \quad (2.22)$$

Avec les hypothèses précédentes l'équation de k se met sous la forme :

$$U_k \frac{\partial k}{\partial x_k} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\left(\mathcal{V} + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_k} \right] + \mathcal{V}_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_k} + \frac{\partial U_k}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_k} - \epsilon \quad (2.23)$$

On a donc finalement une équation modèle pour k de la forme

$$U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \nu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\nu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \nu \frac{\partial^2 k}{\partial x_j \partial x_j} - \varepsilon \quad (2.24)$$

2.5.2. Equation de transport du taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente ε :

L'équation pour ε s'obtient en prenant le rotationnel des équations des fluctuations de vitesse et ensuite en faisant la moyenne d'ensemble. La dérivation de cette équation est relativement aisée mais les calculs restent fastidieux. On donne donc directement le résultat :

$$\begin{aligned} \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + U_k \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_k} &= \overbrace{-2\nu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_j}{\partial x_k} + \frac{\partial u'_k}{\partial x_j} \frac{\partial u'_i}{\partial x_i} \right)}^{\text{à modéliser}} - \overbrace{2\nu u'_k \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_j \partial x_k}}^{\text{à modéliser}} \\ &\quad - \underbrace{2\nu \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_k}{\partial x_j}}_{\text{à modéliser}} - \underbrace{\frac{\partial u'_k \varepsilon'}{\partial x_k}}_{\text{à modéliser}} - \underbrace{2 \frac{\nu}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\partial p'}{\partial x_i} \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \right)}_{\text{à modéliser}} \\ &+ \nu \frac{\partial^2 \varepsilon}{\partial x_k \partial x_k} - \underbrace{2\varepsilon^2 \frac{\partial^2 u'_i}{\partial x_j \partial x_k} \frac{\partial^2 u'_i}{\partial x_j \partial x_k}}_{\text{à modéliser}} \end{aligned} \quad (2.25)$$

Où ε' est la fluctuation (non-centrée) de dissipation avec

$$\varepsilon' = \nu \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \quad (2.26)$$

Le travail de modélisation à effectuer sur cette équation est assez conséquent et comporte de nombreuses hypothèses plus au moins justifiables. L'équation modèle la plus utilisée est de la forme :

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + U_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = C_{\varepsilon 1} \nu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \frac{\varepsilon}{k} - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) \quad (2.27)$$

2.5.3. Coefficient du modèle k- ϵ :

L'adaptation des constantes standards du modèle donné par Launder et Spalding (1974) rend le système d'équation opérationnel. Elles sont réunies dans le tableau (2.1) :

Tableau 2.1 : Les valeurs des constants du modèle k- ϵ

c_μ	$c_{1\epsilon}$	$c_{2\epsilon}$	σ_ϵ	σ_k
0.09	1.44	1.92	1.30	1.00

Il est indispensable de savoir que le modèle k- ϵ est applicable aux écoulements à nombre de Reynolds élevé.

CHAPITRE 3

Modélisation du problème et Résolution numérique

3.1. Introduction :

Les équations de transfert de chaleur et de la mécanique des fluides sont connues depuis plus de cent cinquante années, Malheureusement ces équations sont fortement couplées et non linéaires et leurs solutions analytiques sont impossibles pour les cas pratiques. Seulement une solution de certains cas très simples tel que l'écoulement de poiseuille peut être envisagées analytiquement. Par des résultats expérimentaux (comme les équations de la couche limite).

L'alternatif étant la simulation numérique, une technique initiée depuis déjà plusieurs décennies, mais ne s'est vraiment développé que depuis une dizaine d'années grâce aux développements spectaculaire des moyens de calculs informatique. La simulation numérique des écoulements et de transfert de chaleur est devenue un outil indispensable et privilégié dans plusieurs disciplines telles que l'aéronautique, les turbomachines et de façon moins intense dans l'industrie automobile. La simulation numérique est surtout utilisée pour tester et départager les avants projets. Les projets simulés seront impérativement vérifiés expérimentalement.

La simulation numérique permet la réduction de temps de la conception et du projet donné. La conduite d'une étude expertement passe par la conception d'un modèle qui consomme énormément de temps et d'argent, alors qu'en simulation numérique on peut rapidement, et facilement et pour un moindre coût tester plusieurs configurations géométriques, un large éventail de nombre de Reynolds, de nombre de Mach...etc. La seule limite étant la capacité du chercheur à analyser le flux énorme de données issues calcul.

On peut aussi tester un large éventail de conditions très difficiles, voir impossible a réaliser expérimentalement tel que certain problème de combustion, le cas des très hautes températures et certaines catégories d'écoulements non stationnaires.

Alors que lors d'une étude expérimentale il est très difficile de mesurer un champ global de pression ou de température, en simulation numérique l'obtention de toutes les variables dans la totalité de domaine de calcul est réalisée avec un minimum d'effort.

3.2. Présentation de l'étude expérimentale de Bouafia :

Dans le cadre de ce travail expérimental de Bouafia [9], l'étude est effectuée pour deux entrefers étroits et longs : l'un est de type lisse, l'autre est caractérisé par la présence de rainures (encoches) profondes situées sur la paroi externe fixe et dont la section de passage est équivalente à celle de la zone annulaire.

Le rôle des rainures sur les transferts de chaleur est analysé pour comparer ces deux géométries. La paroi interne est mobile et sa vitesse de rotation peut atteindre $600 \text{ tr}/\text{mn}$ ce qui correspond à une valeur du nombre de Taylor de $4,8 \cdot 10^7$. En présence de débit axial, l'écoulement est turbulent et caractérisé par des nombres de Reynolds pouvant atteindre les valeurs de $3,1 \cdot 10^4$ en configuration lisse et $1,7 \cdot 10^4$ en configuration rainurée. Deux stators différents ont été utilisés. Le premier est lisse et de 293mm de diamètre intérieur. Le second est pourvu de 48 rainures axiales de 15mm de profondeur, et de 8.3mm de largeur. Son diamètre intérieur est de 290mm . Les deux entrefers analysés présentent un diamètre hydraulique identique vis à vis de l'écoulement axial : $D_h = 13\text{mm}$. La figure (3.1) schématise ces deux configurations d'entrefers.

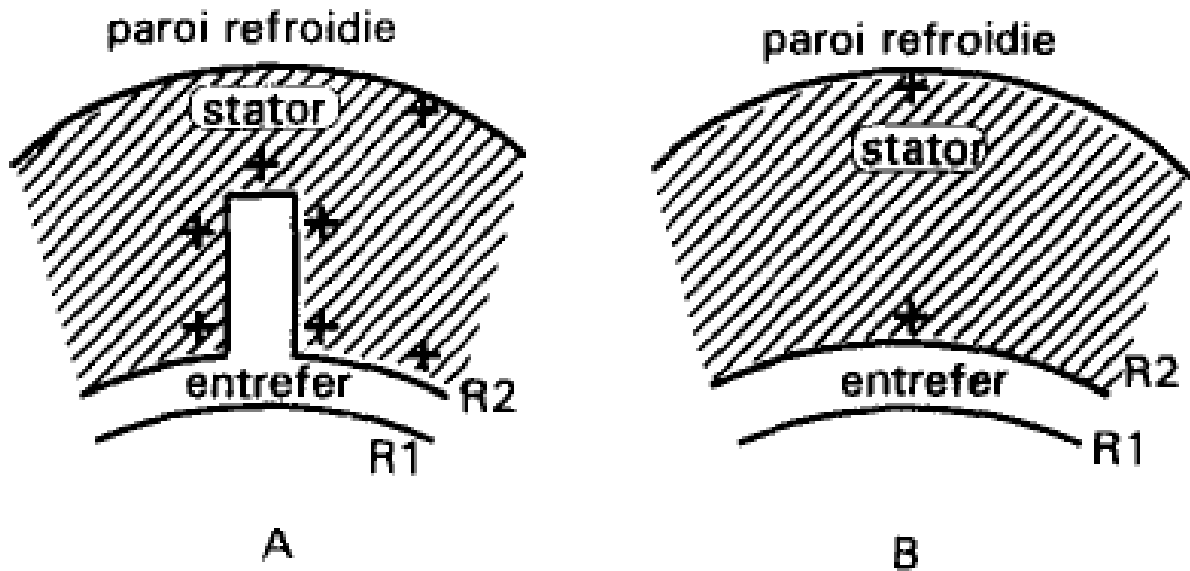


Figure 3.1 : A) Entrefers rainurés, et B) Entrefers lisses [9].

La maquette (figure 3.2) schématise deux sous-ensembles actifs : un rotor et un stator. Elle est constituée de deux cylindres coaxiaux en acier inoxydable, le cylindre extérieur étant fixe et le cylindre intérieur tournant.

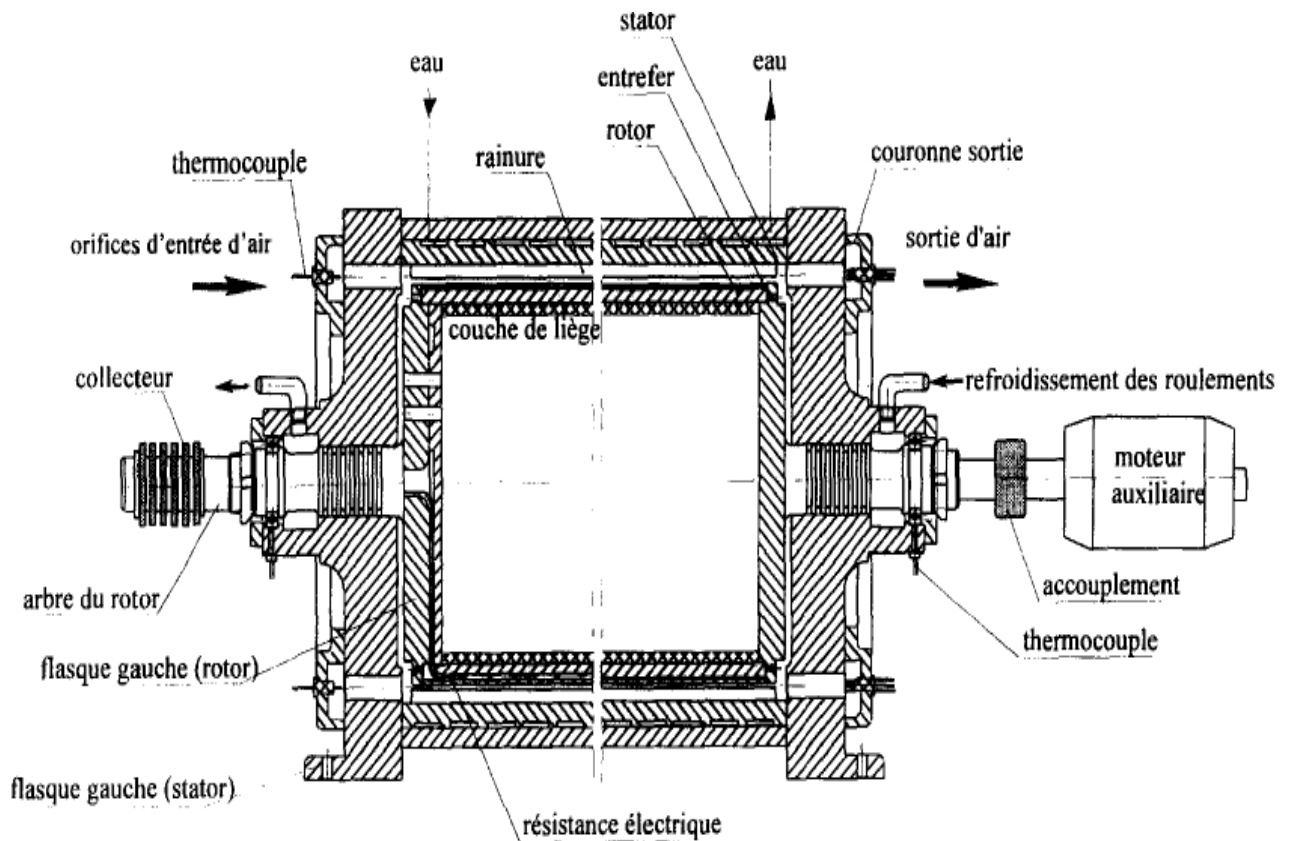


Figure 3.2 : Coupe axiale de la maquette EDF [9].

Cette maquette est destinée à mesurer les flux de chaleur convectés entre les parois bordant l'entrefer et l'air qui y circule. Le rotor est un tube de diamètre extérieur de 280mm. Il est lui-même composé de deux cylindres concentriques entre lesquels sont disposées des résistances électriques assurant une densité de flux de chaleur.

Les principales caractéristiques des deux entrefers étudiés sont reprises dans le tableau (3.1).

La configuration d'entrefer rainuré présente 48 rainures réparties uniformément sur la circonférence du stator. Ceci nous permet de modéliser uniquement $1/48^e$ de l'entrefer, c'est-à-dire 7.5° d'angle sur les 360° . Pour la réalisation du maillage, pour les deux configurations d'entrefer, nous avons utilisé le mailler Gambit.

Tableau 3.1 : Caractéristique principales des entrefers

	Cas lisse	Cas rainure
Rayon extérieur du rotor R_r	140 mm	140 mm
Rayon intérieur du rotor R_s	146.5 mm	145 mm
Largeur de l'entrefer e	6.5mm	5mm
Longueur de l'entrefer l	640mm	640mm
Longueur du rotor l_r	604mm	604mm
Rapport de forme $\frac{l}{d_H}$	49.2	49.2
Rapport des rayons $\frac{R_r}{R_s}$	0.956	0.965
Rapport $\frac{e}{R_m}$	0.045	0.035
Nombre de rainures	–	48
Profondeur d'une rainure P^r	–	15mm
Largeur d'une rainure	–	8.3mm

3.3. Maillage sous Gambit :

La création de la géométrie ainsi que le maillage s'est fait sous le progiciel "Gambit 2.4.6". Ce maillleur propose des solutions étendues pour les géométries les plus compliquées et permet de réaliser des géométries en 2D ou 3D et de construire le maillage. Il génère des fichiers avec une extension '*.msh' pour FLUENT.

Gambit regroupe trois fonctions essentielles:

- ✓ Définition de la géométrie du problème (construction si la géométrie est simple ou bien import de la géométrie CAO),
- ✓ Maillage et vérification du maillage,
- ✓ Définition des frontières (Type de conditions aux limites) et définition des domaines de calcul.

Il existe trois types de maillage :

- ✓ **Maillage structuré (quadra/hexa) :**

Il est facile à générer en utilisant une géométrie multi bloc. Il est économique en nombre d'éléments comparativement à un maillage non structuré équivalent, et présente un taux réduit des erreurs numériques, étant donné que l'écoulement se trouve aligné avec le maillage.

Néanmoins, il est difficile à générer dans le cas d'une géométrie complexe.

✓ **Maillage non structuré (tri/tétra) :**

Les éléments de ce type de maillage sont générés arbitrairement sans aucune contrainte quant à leur disposition. Ce type de maillage peut être généré sur une géométrie complexe tout en gardant une bonne qualité des éléments. Les algorithmes de génération de ce type de maillage (tri/tétra) sont très automatisés.

✓ **Maillage hybride**

C'est un maillage généré par un mélange d'éléments de différents types, triangulaires ou quadrilatéraux en 2D, tétraédriques, prismatiques ou pyramidaux en 3D. Ce maillage est caractérisé par la combinaison entre les avantages du maillage structuré et ceux du maillage non structuré.

Notre configuration est de forme simple où l'écoulement suit pratiquement la forme de la géométrie, construite sur la base d'un maillage structuré (hexaédriques) pour le cas 3D développé.

Les dimensions des géométries sont identique à celui utilisé dans l'étude expérimentale du Bouafia [13], sont présenté dans le tableau (3.1), et ce, pour pouvoir valider les résultats numériques obtenus tout en essayant de faire extension du travail expérimental.

3.3.1. Le maillage d'entrefer lisse :

La figure (3.3) montre Le maillage utilisé pour la configuration d'entrefer lisse

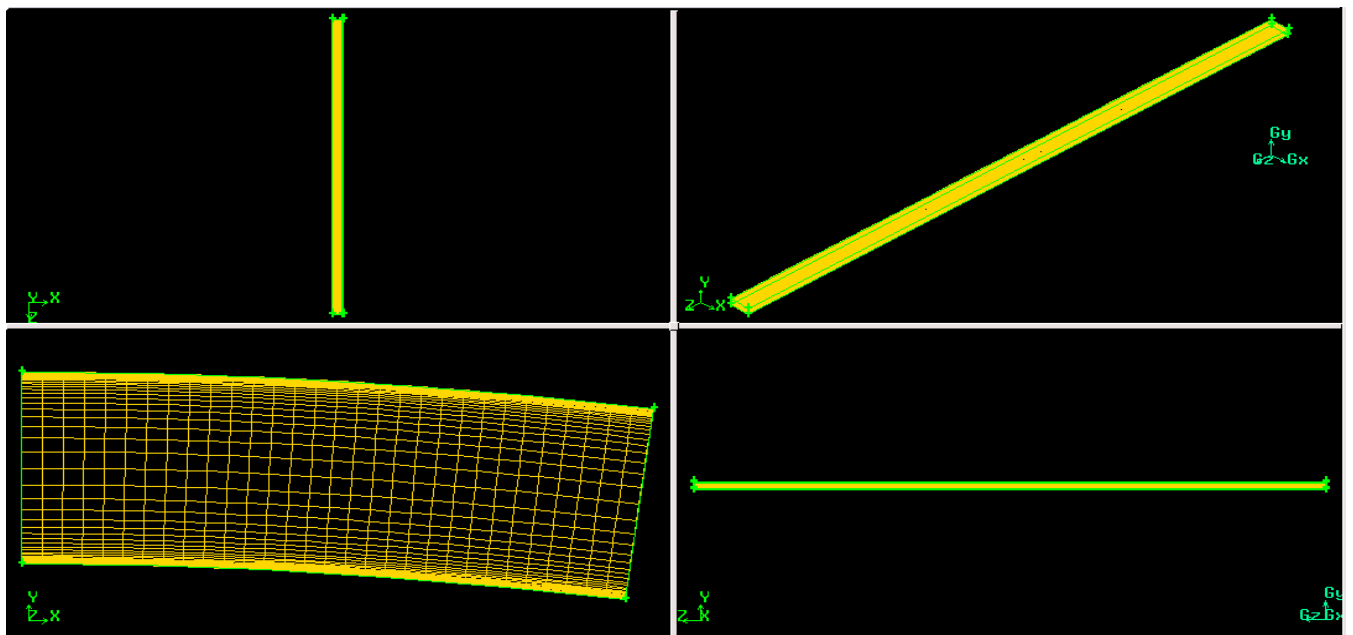


Figure 3.3 : Maillage de l'entrefer lisse

3.3.2. Le maillage d'entrefer rainuré :

La figure (3.4) montre Le maillage utilisé pour la configuration d'entrefer rainuré

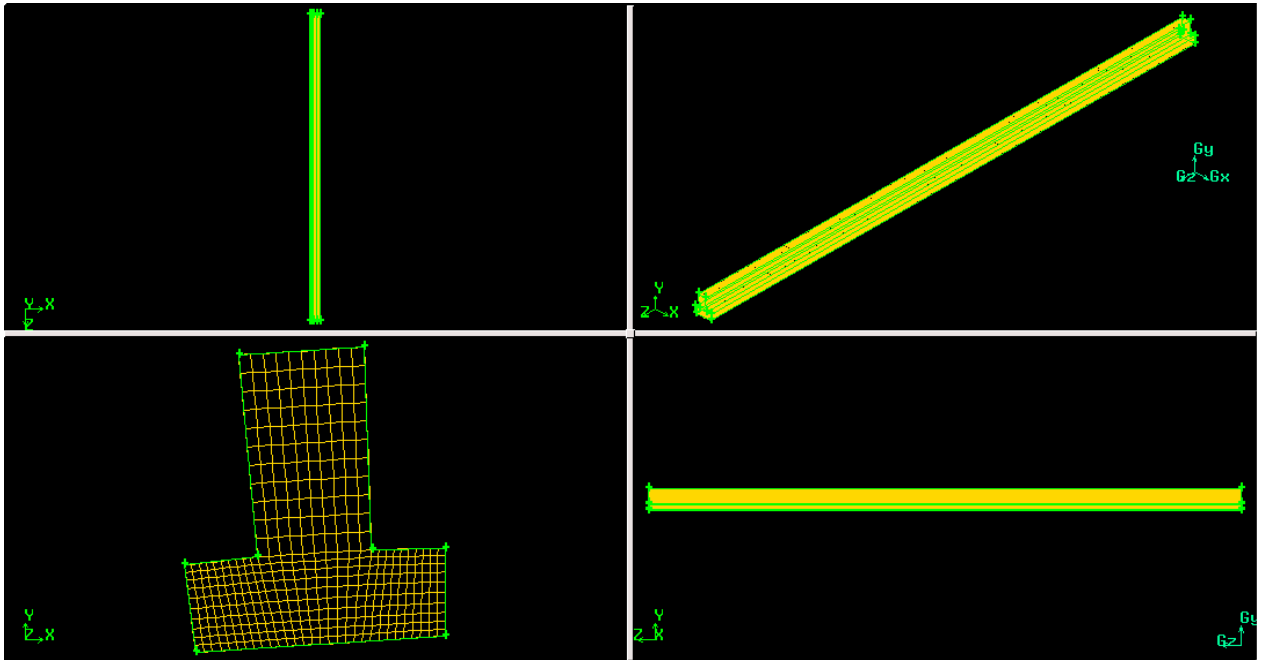


Figure 3.4 : Maillage de l'entrefer rainuré

3.4. Les conditions aux limites :

La portion d'entrefer retenue pour le calcul numérique ($1/48e$) est modélisée en un seul domaine fluide, que ce soit pour l'entrefer lisse ou pour l'entrefer rainuré.

Des profils de température, issus des mesures expérimentales de Bouafia et Bertin [13] sont directement imposés aux parois du rotor et du stator. Le paramètre que nous faisons varier dans nos calculs est le nombre de Reynolds effectif Re_{eff} par l'intermédiaire du débit axial.

3.4.1. Profils de température imposés au rotor et au stator :

Les résultats expérimentaux [9] nous donnent les répartitions des températures à la surface du rotor et du stator dans l'entrefer (figure 3.5).

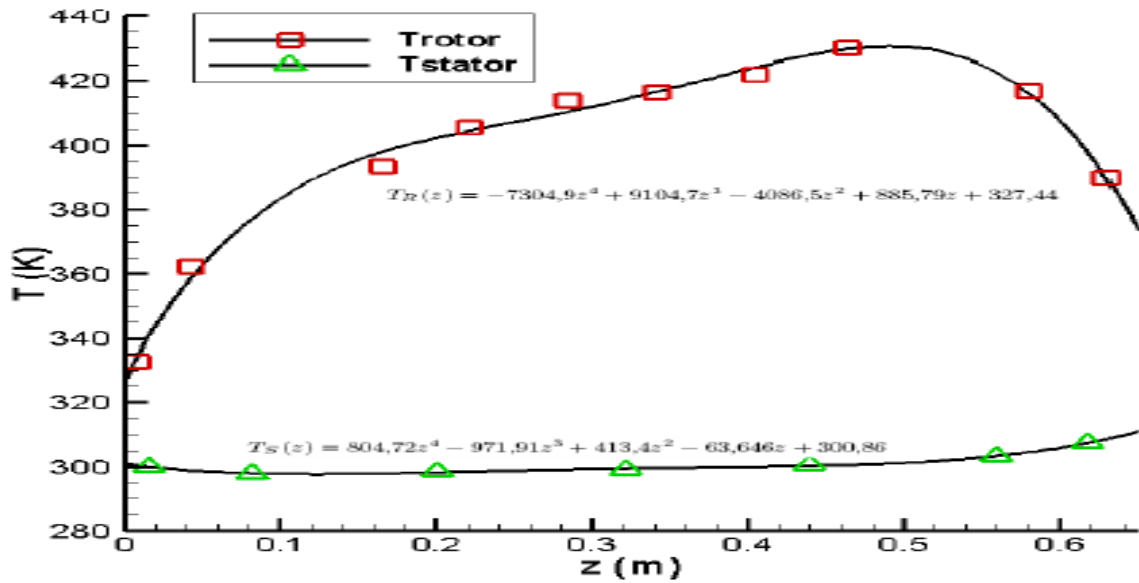


Figure 3.5 : Evolution des températures de surface du rotor et du stator dans l'entrefer.

Leur étude expérimentale a été réalisée de façon à conserver ces répartitions de température d'un essai à l'autre. En interpolant les points expérimentaux par un polynôme de degré 4, nous obtenons les profils de température que nous imposons aux parois du rotor et du stator :

Au rotor :

$$T_R(z) = -7304,9z^4 + 9104,7z^3 - 4086,5z^2 + 885,79z + 327,44 \quad (3.1)$$

Au stator :

$$T_S(z) = -804,72 z^4 - 971,91z^3 + 413,4z^2 - 63,646z + 300,86 \quad (3.2)$$

Avec $T_R(z)$ et $T_S(z)$ en Kelvin et z (abscisse axiale de l'entrefer) en mètre.

Les températures imposées sur les parois du stator et du rotor dans notre simulation sont alors 300k pour la paroi du stator et 400 k pour la paroi du rotor.

3.4.2. Conditions aux limites du domaine représentant l'entrefer lisse :

Comme nous l'avons vu précédemment, les corrélations expérimentales restent valides dans une gamme de fonctionnement bien déterminée. Pour nos calculs numériques, nous faisons le choix de fixer la vitesse de rotation du rotor à 262 rad/s (ce qui correspond à

$Re_t = 2,8 \cdot 10^4$). Le nombre de Reynolds effectif évolue donc uniquement selon une variation du nombre de Reynolds axial de 11000 à 31000.

La condition limite imposée en entrée est une vitesse axiale uniforme et une température d'entrée d'air fixée à 313K. La pression atmosphérique est simplement imposée en sortie. Le tableau (3.2) reprend la gamme des vitesses balayées, ANTOINE GIRET [14].

Table 3.2 : Points de fonctionnement testés dans la configuration d'entrefer lisse et rainuré.

Re_a	Re_t	$Re_{eff}(rotor)$	$Re_{eff}(stator)$	$V_e(\frac{m}{s})$	$T_e(K)$	P_s
11000	28000	22718	17848	14,4	313	P_{atm}
20000	28000	28198	24445	26,1	313	P_{atm}
31000	28000	362826	34038	40,5	313	P_{atm}

Les faces représentées en vert sur la figure (3.6) sont modélisées par des interfaces périodiques pour rendre compte de la symétrie axiale du domaine fluide complet.

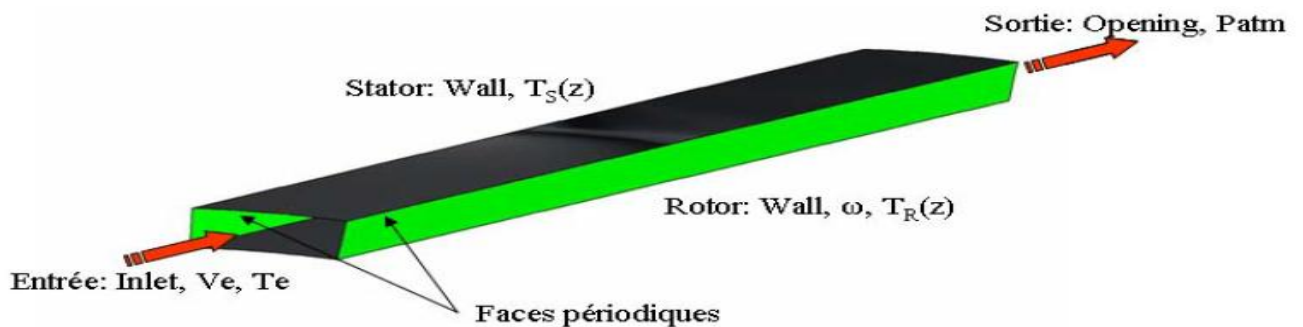


Figure 3.6 : Conditions aux limites sur le modèle d'entrefer lisse.

3.4.3. Conditions aux limites du domaine représentant l'entrefer rainuré :

De la même manière que dans la configuration lisse, la vitesse de rotation du rotor est fixée à 262 rad/s et le débit d'air axial varie tel que le nombre de Reynolds axial évolue de 4400 à 17000. Les conditions d'entrée et de sortie restent également du même type que pour la configuration lisse (figure 3.7). Le tableau (3.2) présente les points de fonctionnement simulés dans cette configuration d'entrefer rainuré.

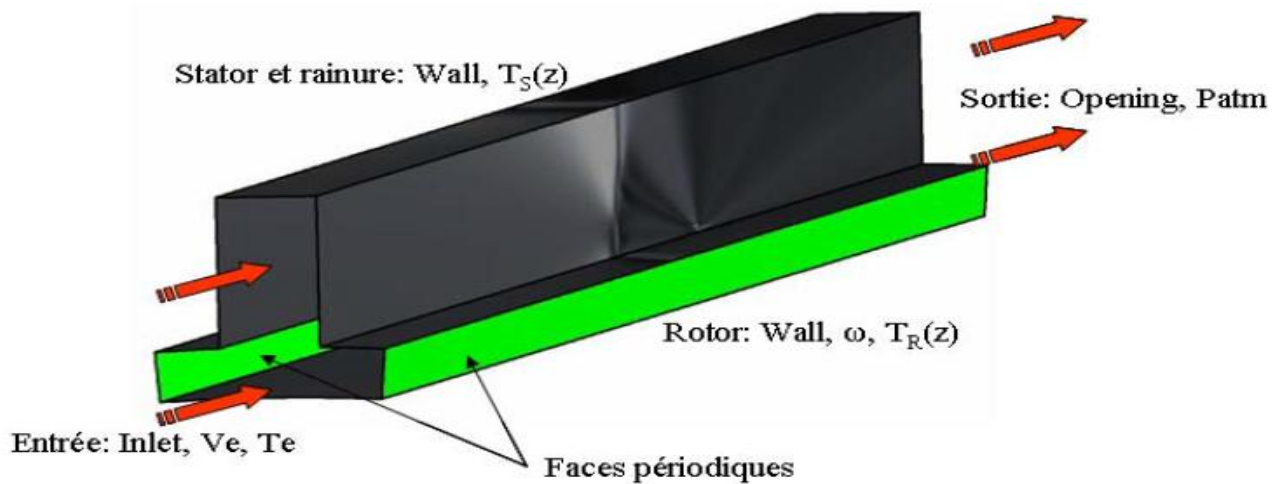


Figure 3.7 : Conditions aux limites sur le modèle d'entrefer rainuré.

3.5. Implémentation sous "FLUENT" :

La simulation numérique est réalisée sur les deux logiciels GAMBIT et FLUENT permettent de réaliser des simulations 2D ou 3D en mécanique des fluides allant de la construction du maillage sur GAMBIT à la résolution des équations de Navier Stokes et au post-traitement avec FLUENT.

Ces logiciels ont déjà conquis l'industrie automobile, aéronautique et spatiale en raison des interfaces graphiques puissantes et des options disponibles, permettent de réaliser des simulations quasiment sur tous types de géométries même les plus complexes (fixes ou mobiles) associées à des maillages fixes ou adaptatifs et avec des modèles physiques variés (diphasiques, turbulents, etc.).

FLUENT est un Code de calcul CFD (Computational Fluid Dynamics) capable de simuler des problèmes des écoulements de fluide. Il est basé sur la méthode des volumes finis pour résoudre les équations associées à des écoulements des fluides.

GAMBIT est un logiciel utilisé, pour construire la géométrie, générer le maillage, et définir les frontières appropriées au système considéré (interfaces, parois rigide, fluide etc.).

3.5.1 Description du solveur de "FLUENT" :

Pour résoudre des problèmes en mécanique de fluides thermiques ou dynamiques, par les logiciels FLUENT et GAMBIT, on doit d'une manière générale suivre les étapes montrées dans la figure (3.8).

FLUENT est un code de calcul pour modéliser les écoulements des fluides et les transferts thermiques dans ou autour des géométries complexes.

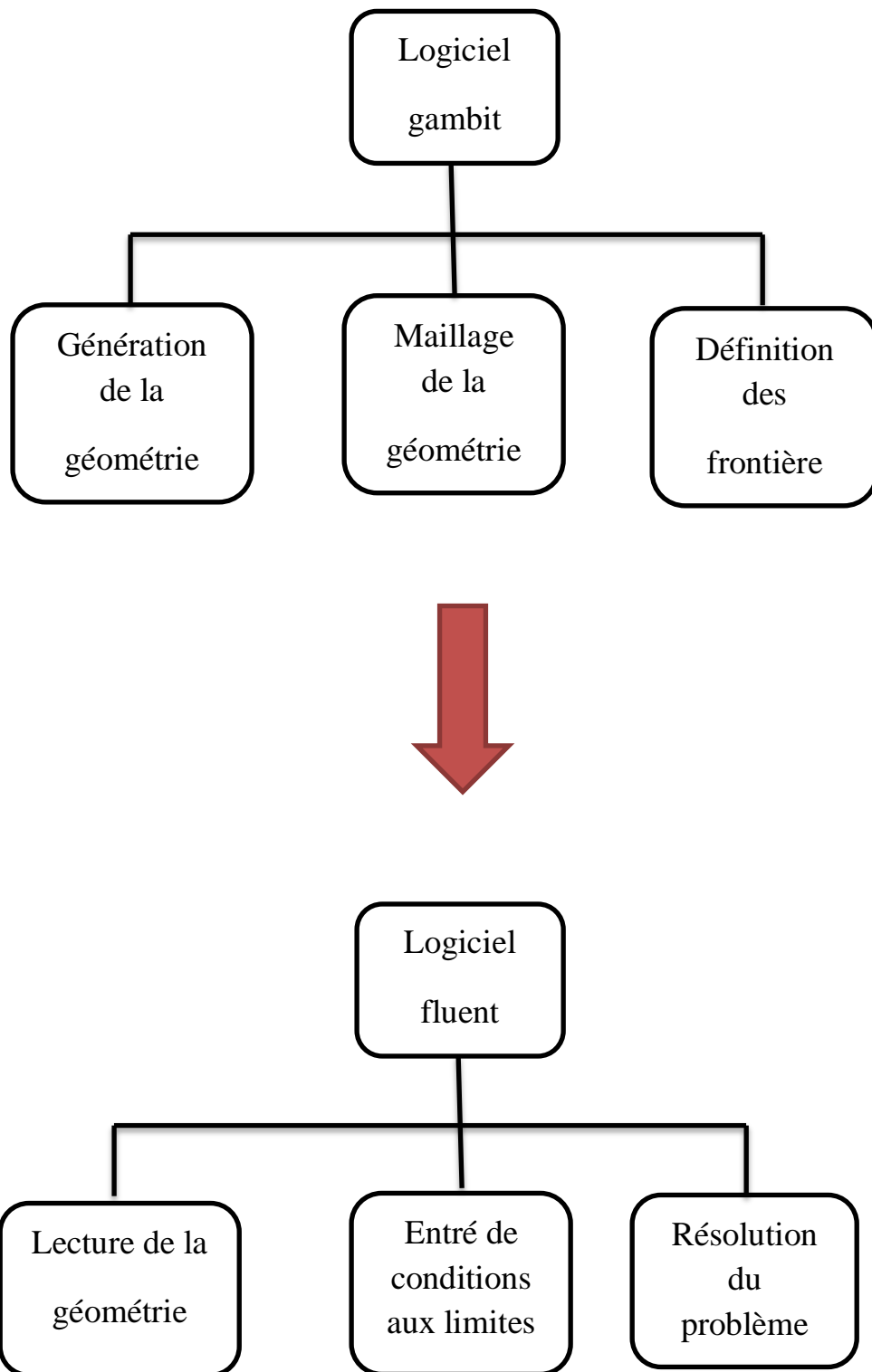


Figure 3.8 : Schémas des étapes à utiliser pour la simulation sur ces logiciels FLUENT et GAMBIT.

Il peut résoudre des problèmes d'écoulement avec des mailles non structurées, qui peuvent être produites pour des géométries complexes, avec une facilité relative. Les types de mailles supportées sont des mailles, en 2D, triangulaires ou quadrilatérales, ou en 3D tétraédriques/hexaédriques/pyramidales (Help FLUENT), et les mailles (hybrides) mixtes.

Fluent est écrit en langage de programmation C et utilise pleinement la flexibilité et la puissance offertes par ce langage (allocation de la mémoire dynamique). En outre, il utilise une architecture qui lui permet de s'exécuter en tant que plusieurs processus simultanés sur le même poste de travail ou sur des postes séparés, pour une exécution plus efficace.

Fluent s'utilise à travers une interface graphique. L'utilisateur avancé peut adapter ou augmenter aux besoins l'interface en écrivant des macros et des fonctions de menu, afin d'automatiser certaines procédures. Ainsi, à titre non exhaustif, il a les capacités de modélisation suivantes:

- ✓ Ecoulement 2D ou 3D.
- ✓ Etats permanent ou transitoires.
- ✓ Ecoulement incompressible ou compressible incluent toute vitesse de régime (subsoniques, transsoniques, supersoniques et hypersonique).
- ✓ Ecoulement non visqueux, laminaire ou turbulent.
- ✓ Transfert de chaleur, par conduction, radiatif ou par convection naturelle ou forcée.
- ✓ Les écoulements avec changement de phases.
- ✓ Ecoulement en milieux poreux.

Le logiciel FLUENT est basé sur la méthode de modélisation numérique connue pour sa puissance de calcul et facilité de mise en oeuvre et par la méthode des volumes finis.

Le principe de la méthode des volumes finis est de subdiviser le domaine de calcul en un nombre de volumes de contrôle juxtaposés. Chacun de ces derniers englobe un noeud dit « noeud principal ». L'équation différentielle est intégrée sur ce volume de contrôle.

3.5.2. Manipulation de Fluent :

La modélisation avec Fluent s'effectue en plusieurs étapes:

File → Read → Case...

File → Read → Case and Data...

Ces opérations permettant de lire les grilles importées à partir de gambit et les datas sauvegardés.

Grid → Check

Cette opération permet de reconnaître les maximums et les minimums des domaines de la simulation ainsi que la vérification du non présence d'un volume négative.

Grid → info → Size

Cette étape nous renseigne sur notre domaine à simule comme le nombre de maille, du nœud et de face.

Grid → Scale

Elle permet de changer l'unité des dimensions du système, dans notre étude on utilise le mètre (m).

Define → Models → viscous...

Le plus simple "des modèles complets de la turbulence" sont des modèles à deux équations dans lequel la solution de deux équations de transport distincts permet la vitesse turbulente et des échelles de longueur à être déterminer indépendamment. La norme $k - \varepsilon$ modèle FLUENT relève de cette catégorie de modèle de turbulence et est devenu le pilier de calcul des flux de pratiques d'ingénierie dans le temps depuis qu'il a été proposé par *Launder* et *Spalding* (1972). La robustesse, l'économie et une précision raisonnable pour un large éventail d'écoulements turbulents explique sa popularité dans les flux industriels et les simulations de transfert de chaleur. Il s'agit d'un modèle semi-empirique, et la dérivation des équations du modèle repose sur des considérations phénoménologiques et l'empirisme.

Define → Materials

Elle permet de faire entrer les propriétés physiques de fluide.

Define → operating conditions

Elle permet de définir les conditions de simulation.

Define → boundaries conditions

Cette commande permet de poser les conditions aux limites.

Solve → Controls → Solution

Cette opération permet de choisir la méthode du couplage pression-vitesse.

Solve → Monitor → Residual

On doit préciser le résiduel afin d'obtenir des résultats précis. Notre calcul est fait pour une précision proche de 10^{-5} .

Solve → initialize → initialize

L'initialisation des calculs doit être pris en compte après chaque changement des données.

Solve → Iterate

Après avoir introduit toutes les données du problème physique, on lance les itérations.

Display → Contours...

Le panneau de Contours permet d'afficher et de contrôler les résultats des simulations.

3.6. Calcul des nombres de Nusselt :

À partir du champ de température, on peut calculer les nombres de Nusselt locaux $Nu_r(z)$ et $Nu_s(z)$ le long du rotor et du stator respectivement, à partir de la relation générale suivante :

$$Nu(z) = \frac{1}{S} \frac{e}{\sigma \Delta T} \int_S \sigma \frac{\partial T}{\partial r} |_{\omega} dS \quad (3.3)$$

Où on rappelle que e est largeur de l'entrefer, σ est la diffusivité thermique et l'indice $\omega = r, s$ indique une valeur à la paroi. On obtient donc pour le rotor l'expression de $Nu_r(z)$:

$$Nu_r(z) = \frac{e}{T_r - T_f} \frac{\partial T}{\partial r} |_r(z) \quad (3.4)$$

De la même façon, on obtient pour le stator $Nu_s(z)$:

$$Nu_s(z) = \frac{e}{T_s - T_f} \frac{\partial T}{\partial r} |_s(z) \quad (3.5)$$

Les nombres de Nusselt moyens au niveau du rotor $\overline{Nu_r}$ et du stator $\overline{Nu_s}$ sont calculés à partir des formules suivantes :

$$\overline{Nu_r} = \frac{d}{h} \frac{1}{T_r - T_f} \int_0^h \frac{\partial T}{\partial r} |_r(z) dz \quad (3.6)$$

$$\overline{Nu_s} = \frac{d}{h} \frac{1}{T_s - T_f} \int_0^h \frac{\partial T}{\partial r} |_s(z) dz \quad (3.7)$$

3.7. Conclusion :

Le système étudié étant un système complètement ouvert, les températures du rotor et stator ainsi que la vitesse de rotation du rotor sont imposé comme conditions aux limites fixes. Seule la vitesse du flux axial imposée à l'entrée de l'entrefer qui varie.

Dans ces conditions de travail nous avons pu comparer nos résultats de simulation numérique relatifs à la variation des nombres de Nusselt moyens en fonction des nombres de Reynold effective avec les résultats expérimentaux de M. BOUAFIA [9].

Les critères de convergence pour chaque pas de temps ont été principalement caractérisés par la valeur des résidus. Une solution a été considérée convergée lorsque l'ensemble des résidus avait une valeur proche de 10^{-5} . Une attention toute particulière a été portée aux bilans de masse afin de s'assurer de la convergence.

CHAPITRE 4

Résultats et interprétations

4.1. Introduction :

Dans ce chapitre, nous présentons les principaux résultats obtenus avec la méthode numérique exposée dans le chapitre précédant, qui l'on veut, analysé.

Les courbes associées à la variation du des nombres de Nusselt moyens en fonction des nombres de Reynold effective doivent être tracé.

On signale que les résultats sont systématiquement stockés dans des fichiers qui sont exploités en utilisant d'autres logiciels tels que l'EXCEL.

L'objectif principal de cette étude est alors de comprendre et d'évaluer l'influence de la modification de la géométrie sur le transfert de chaleur. De plus, avec la connaissance de la structure de l'écoulement et des échanges thermiques, il sera également possible d'entreprendre ultérieurement des modifications de la géométrie du moteur afin d'améliorer son refroidissement.

4.2. Effet du maillage :

L'étude de sensibilité au maillage est réalisée essentiellement sur la configuration d'entrefer lisse. Le maillage du domaine représentatif de l'entrefer rainuré est ensuite construit en s'inspirant du maillage suffisant retenu lors de cette première étude de sensibilité sur le cas lisse.

Les principaux paramètres qui entrent en jeu dans la construction du maillage sont les suivants :

- ✓ Le y^+ : Le maillage proche des parois doit être très fin ($y^+ < 0.1$) suivant la hauteur de l'entrefer.
- ✓ le nombre de mailles dans la largeur et dans la longueur : dans ces deux sens, il n'y a pas de condition en y^+ , donc la répartition des mailles est homogène.

Plusieurs tests doivent être effectués afin de fixer le nombre de maille pour aborder le calcul. En pratique le maillage est au fur et mesure raffiné jusqu'à ce que la solution ne varie plus avec le raffinement de quelque % (2% pour note cas).

Après tous les tests effectués, nous pouvons considérer que les paramètres des maillages utilisés pour les deux configurations d'entrefer, résumés dans le tableau 4.1, sont finalement très suffisant.

Les figures 1 et 2 montrent respectivement les coupes axiales des maillages utilisés pour les deux configurations d'entrefer lisse et rainuré.

Table 4.1 : Détail des maillages utilisé

Cas de l'entrefer	L (nœuds)	l(nœuds)	H(nœuds)	Nombre de Nœuds
lisse	100	30	60	180000
Rainuré	100	30	130	12600000

Avec L : le nombre de nœuds dans la longueur de l'entrefer, H : dans la hauteur, et l : dans la largeur (entre les deux interfaces périodiques).

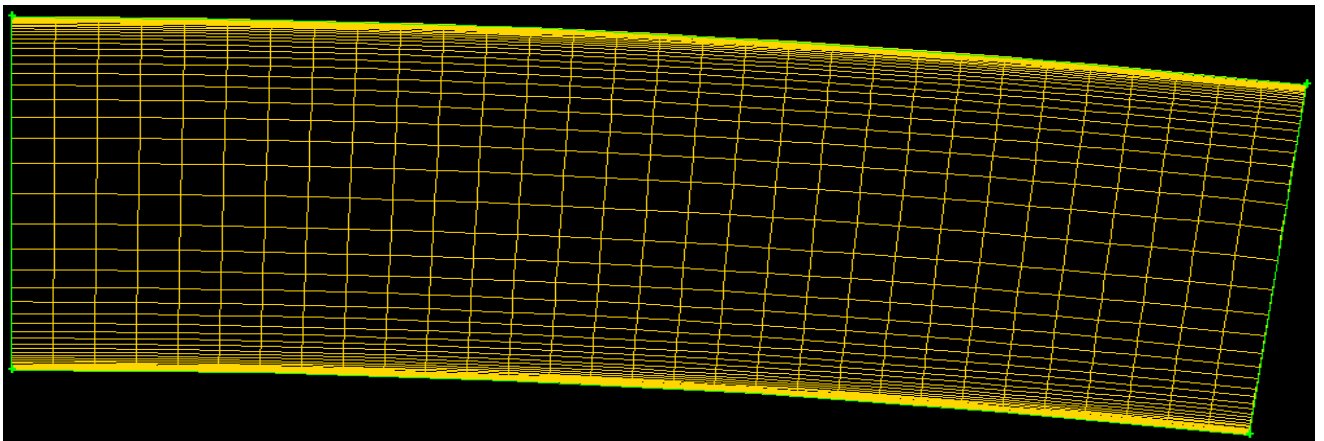


Figure 4.1 : Coupe axiale du maillage pour l'entrefer lisse

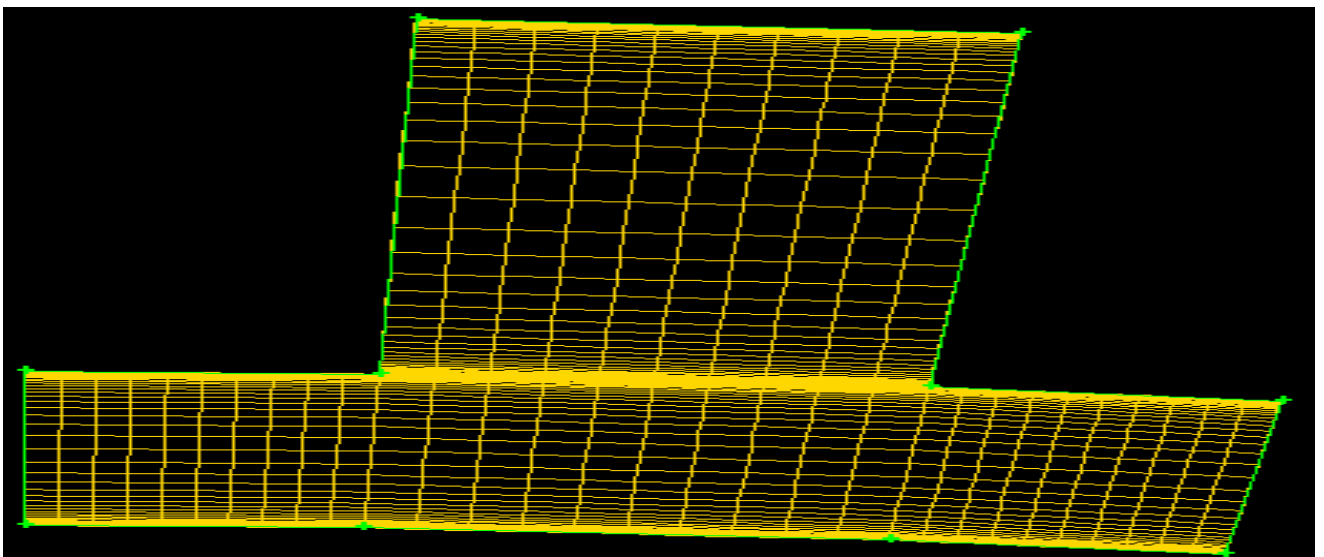


Figure 4.2 : Coupe axiale du maillage pour l'entrefer rainuré

4.3. Remarque sur le temps de calcul :

Le temps de calcul dépend du nombre de mailles, du nombre d'équations à résoudre, ainsi que des capacités du PC (Acer de 5 processeurs ASPIRE E1-571 à 2.6 Ghz et de 4 Go de mémoire). Malgré les différentes précautions prises pour diminuer le temps de calcul, celui-ci reste relativement important. En effet, environ un demi jour en temps CPU ont été nécessaire pour effectuer 15000 pas de temps, pour chaque point de fonctionnement qui sont récapitulés dans le tableau 3.2.

4.4. Présentation et validation des résultats :

4.4.1. Entrefer lisse :

4.4.1.1. Structure de l'écoulement :

La Figure (4.3) présente les vecteurs vitesses et les lignes des courants sur une coupe longitudinal créent dans le milieu de l'entrefer pour la vitesse de flux axial imposé de 14.4 m/s. Afin de mieux appréhender cette structure d'écoulement, la visualisation des lignes de courant se fera à l'aide de coupe. Il est alors important de garder en mémoire qu'il s'agit d'une coupe en deux dimensions d'un phénomène qui lui est en trois dimensions.

L'adhérence à la paroi y est clairement visible. En effet, les vitesses sont très faibles sur les parois du stator, qui est fixe. De même, l'effet d'entraînement de l'air lié à la rotation du rotor est remarquable par les niveaux de vitesses élevés en particulier au niveau de la paroi du rotor. Ainsi, la plage de vitesse rencontrée dans l'entrefer est très grande et s'étend de 0 à 36.5 m/s. L'entraînement de l'air par le rotor a pour effet de créer des composantes tangentielles de la vitesse très importante, ce qui donne l'effet « plaqué » des vecteurs vitesses sur la Figure (4.3).

Cette structure d'écoulement est similaire pour les trois vitesses de flux axial testées. Cependant les recirculations sont de tailles légèrement différentes et les niveaux de débits varient d'une vitesse à l'autre.

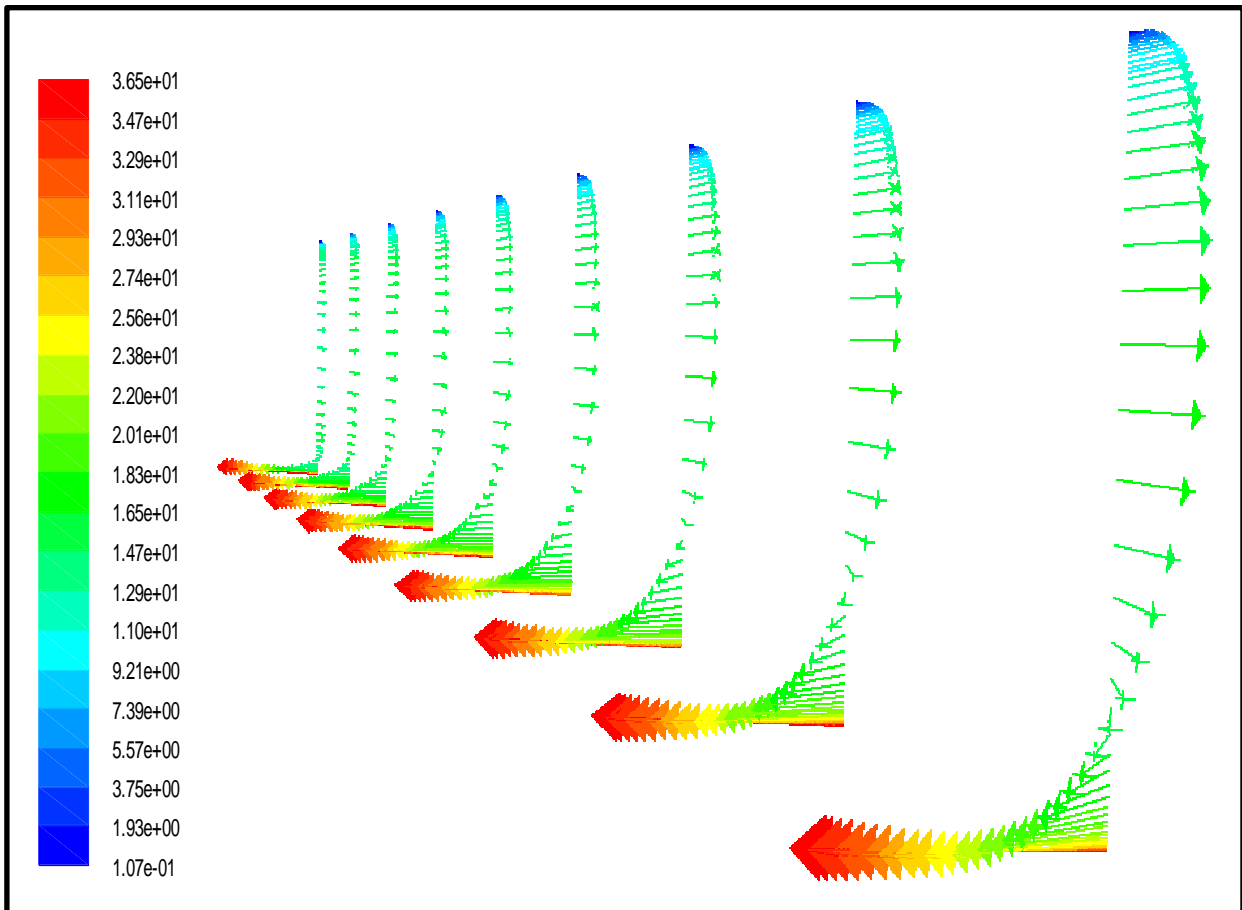


Figure 4.3 : Vitesses et lignes de courant dans une coupe longitudinale, entrefer lisse.

4.4.1.2. Les champ des températures :

Les répartitions des températures obtenues dans l'entrefer lisse peuvent être observées pour les trois vitesses des flux axial imposé. Les tendances sont identiques pour les trois simulations. Par conséquent, seuls les résultats de la simulation à 14.4 m/s sont présentés dans la figure (4.4).

La plage des températures rencontrée dans l'entrefer est très grande et de 300 à 400 k. Il est également intéressant de noter que les isothermes présentés dans la figure (4.4) mettent en évidence l'influence dominante du cylindre intérieur, qui est le plus chaud, sur le champ thermique. On rappelle que l'écoulement est un écoulement combiné avec le fluide qui est centrifugé par la rotation du cylindre intérieur et éjecté axialement par le flux imposé. L'écoulement combiné explique le fait que les isothermes soient horizontales et parallèles à l'axe des cylindres. On également remarqué qu'une zone de fluide frais plus étendue en entrée de l'entrefer, Ceci peut s'explique simplement par le fait que à l'entrée de l'entrefer, l'air frais injecte refroidie l'entrée de l'entrefer. Cependant, l'air s'échauffe rapidement dans la cavité et devient alors très chaud. L'air cède alors de la chaleur au stator.

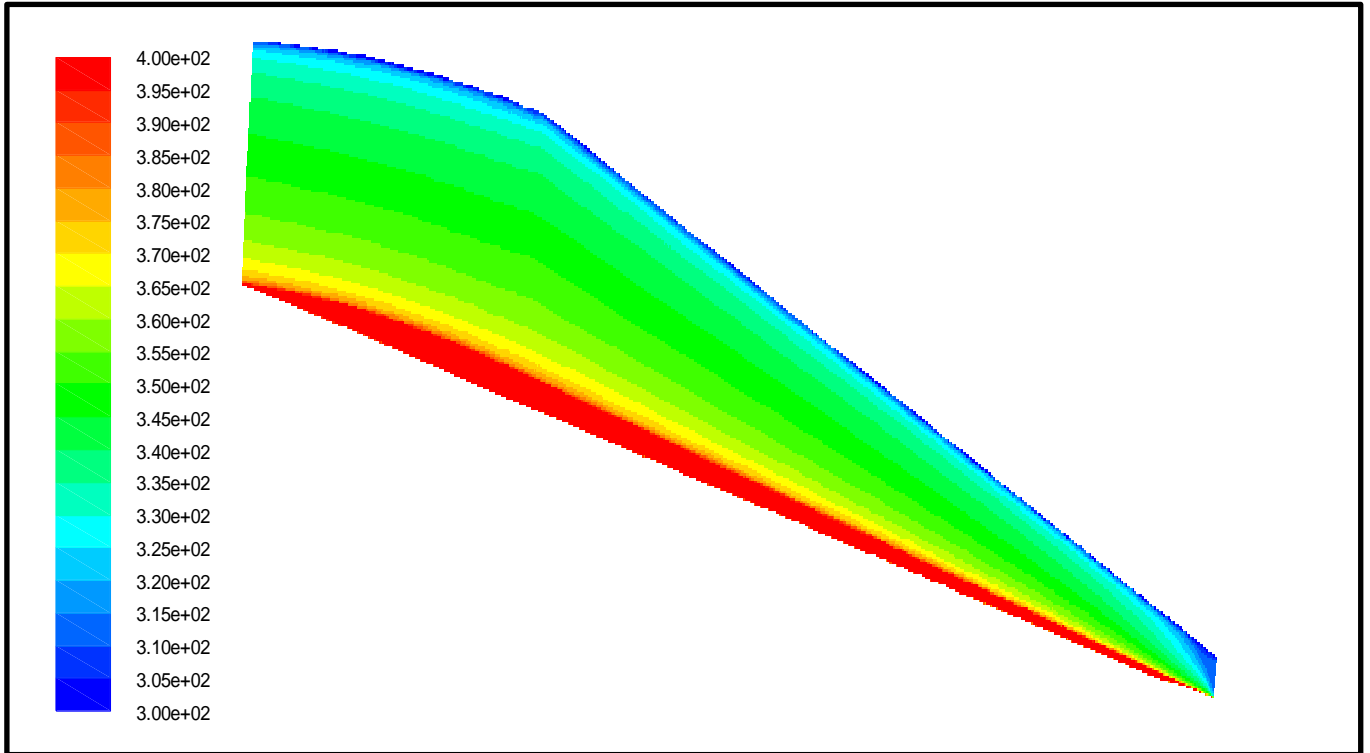


Figure 4.4 : répartitions des isothermes dans l'entrefer lisse

4.4.1.3. Les nombres de Nusselt moyens :

Les résultats des profils des températures trouvées par nos résultats numériques sont systématiquement stockés dans des fichiers qui sont exploités en utilisant l'EXCEL, pour calculer les nombres de Nusselt locaux sur le stator et le rotor par les relations (3.4) et (3.5), par la suite on calcule les nombres de Nusselt moyens en utilisant les résultats des nombres de Nusselt locaux et les relations (3.6) et (3.7).

Les figures (4.5) et (4.6) représentent les variations des nombres de Nusselt moyens sur le rotor et le stator respectivement en fonction des nombres de Reynolds effective.

On peut remarquer globalement dans les deux figures (4.5) et (4.6) que les nombres de Nusselt moyens augmentent avec l'augmentation des nombres de Reynolds effective, ce qui est dû à l'augmentation du régime d'écoulement lorsqu'on augmente la vitesse du flux axial imposé, par conséquent on peut dire que le transfert thermique sera meilleur lorsque le régime d'écoulement devient turbulent.

On remarque encore une fois que le pont de la courbe des nombres Nusselt moyen est plus important au rotor qu'au stator, cette tendance indique que La rotation favorise donc de manière importante les transferts convectifs.

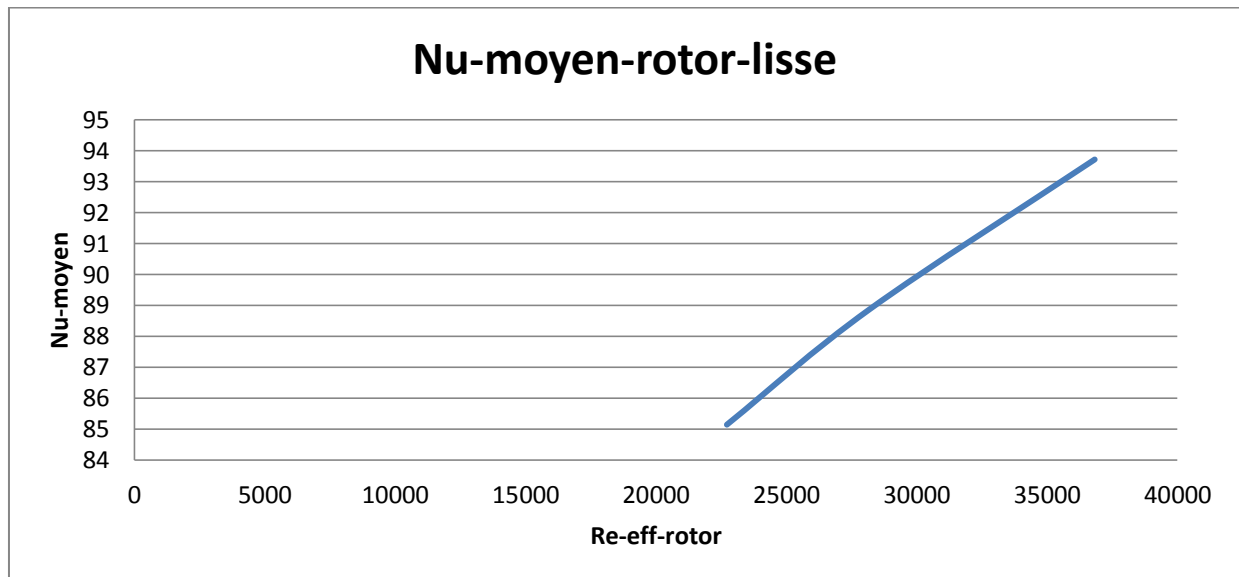


Figure 4.5 : Nu moyen au rotor en fonction des nombres Reynold effective au rotor, entrefer lisse

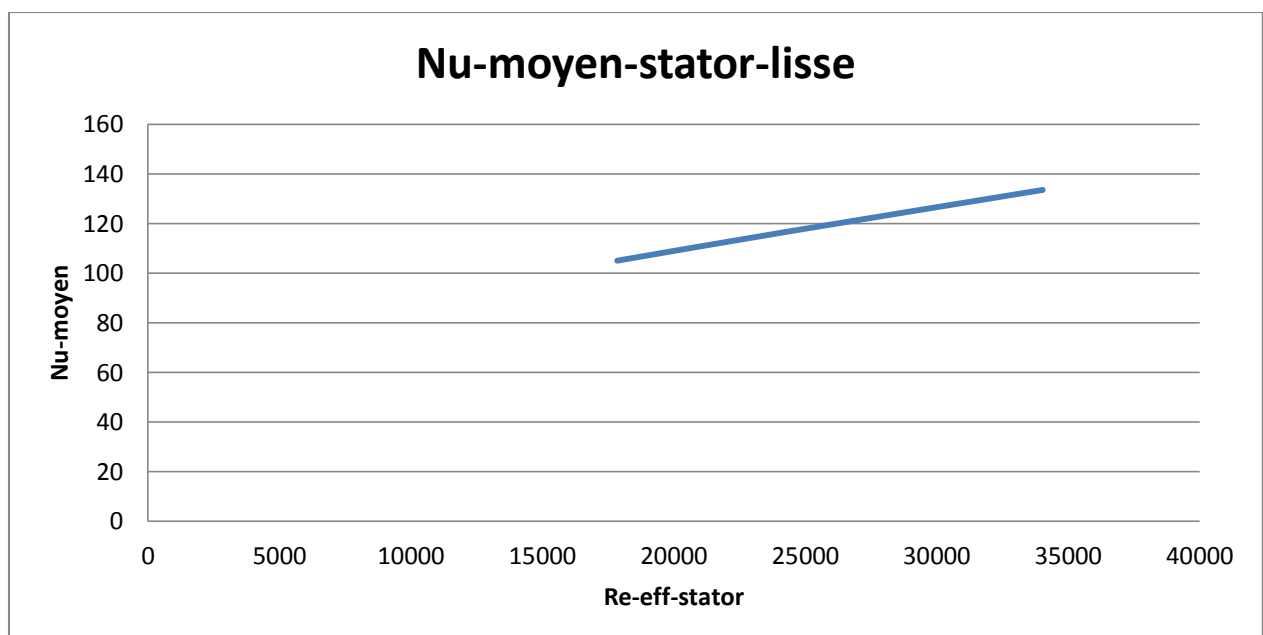


Figure 4.6 : Nu moyen au stator en fonction des nombres Reynold effective au stator, entrefer lisse.

4.4.1.4. Comparaisons Numérique/Expérimental :

Les figures (4.7) et (4.8) nous montrent respectivement, les résultats de nos calculs numériques et les résultats expérimentaux de Bouafia et Bertin [9] en termes d'échange convectif au niveau du rotor et du stator. Celui-ci montre que les nombres de Nusselt moyens sont sous-estimés par rapport à la corrélation expérimentale (de -1 à -10% au rotor et de -61 à -86% au stator).

Malgré ce décalage des résultats numériques par rapport à l'expérience, l'allure des courbes reste tout à fait cohérente. Nous pouvons donc nous poser la question de savoir si un paramètre d'influence n'a pas été oublié. L'état de surface des parois du rotor et du stator doit certainement jouer un rôle sur les échanges convectifs.

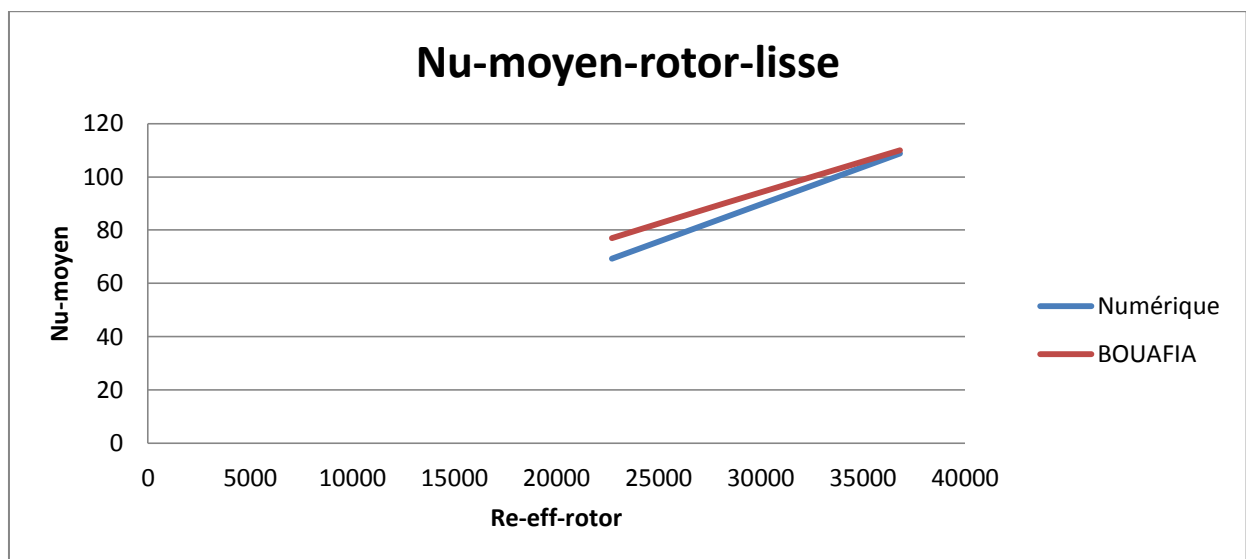


Figure 4.7 : Comparaison des résultats numériques par rapport aux corrélations expérimentales dans la configuration d'entrefer lisse (au rotor).

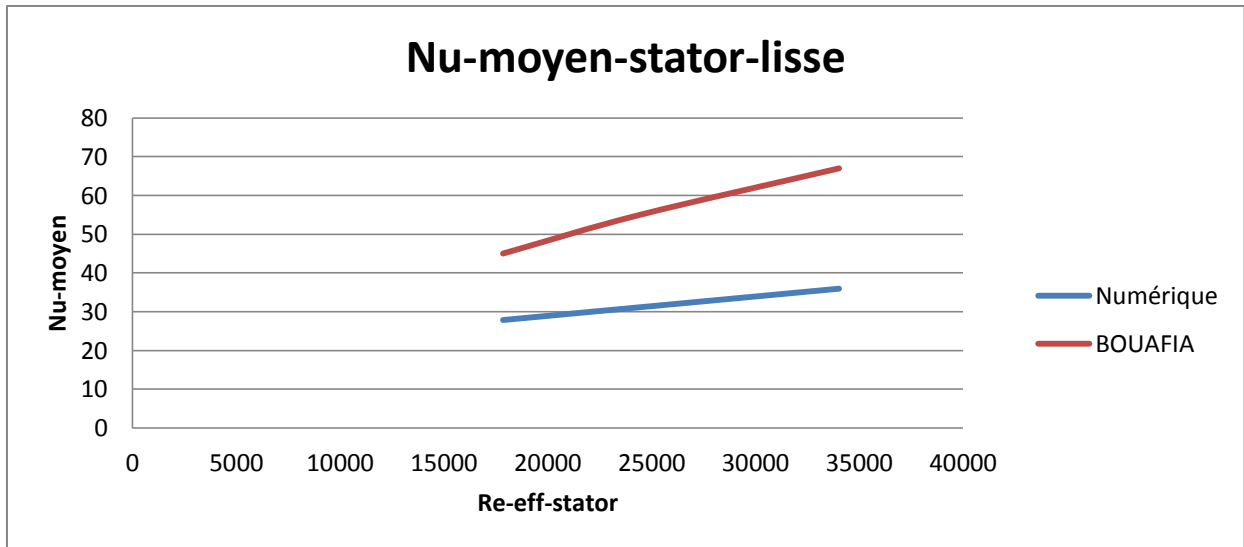


Figure 4.8 : Comparaison des résultats numériques par rapport aux corrélations expérimentales dans la configuration d'entrefer lisse (au stator).

4.4.2. Entrefer rainuré :

4.4.2.1. Structure de l'écoulement :

La Figure (4.9) présente les vecteurs vitesses et les lignes des courants sur une coupe longitudinale créée dans le milieu de l'entrefer rainuré pour la vitesse de flux axial imposé de 14.4 m/s. Afin de mieux appréhender cette structure d'écoulement, la visualisation des lignes de courant se fera à l'aide de coupe longitudinal. Il est alors important de garder en mémoire qu'il s'agit d'une coupe en deux dimensions d'un phénomène qui lui est en trois dimensions.

La seule différence remarquée par rapport au cas lisse c'est qu'il y a un gradient des vitesses très fort à la sortie de l'encoche statorique ce qui indique l'interaction entre l'encoche statorique et la zone annulaire de l'entrefer.

Cette structure d'écoulement est similaire pour les trois vitesses de flux axial testées. Cependant les recirculations sont de tailles légèrement différentes et les niveaux de débits varient d'une vitesse à l'autre.

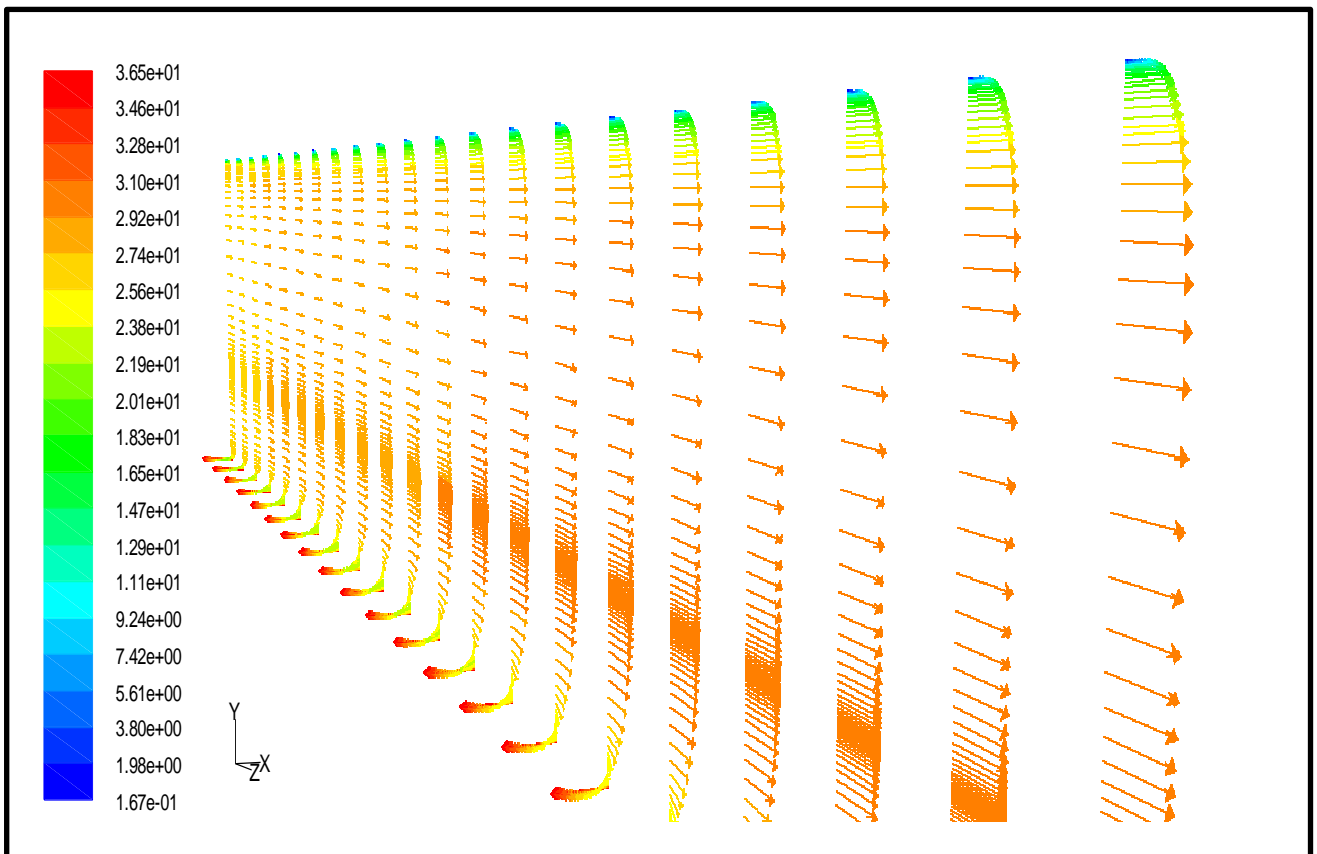


Figure 4.9 : Vitesses et lignes de courant dans une coupe longitudinale, entrefer rainuré.

4.4.2.2. Les champ des températures :

Les répartitions des températures obtenues dans l'entrefer rainuré peuvent être observées pour les trois vitesses des flux axial imposé. Les tendances sont identiques pour les trois simulations. Par conséquent, seuls les résultats de la simulation à 14.4 m/s sont présentés dans la figure (4.10).

La plage des températures rencontrée dans l'entrefer est très grande et de 300 à 400 k. Il est également intéressant de noter que les isothermes dans l'encoche statorique mettent en évidence que l'influence dominante du cylindre extérieure, qui est le plus froide, sur le champ thermique. Tant dis que dans la zone annulaire, l'influence dominante du cylindre intérieure, qui est le plus chaud, est clairement visible sur le champ thermique. Ce qui veut dire que dans la zone de l'encoche la majorité de l'écoulement est éjecté axialement par le flux imposée par contre en dehors du cette zone l'écoulement combiné explique le fait que les isothermes soient horizontales et parallèles à l'axe des cylindres.

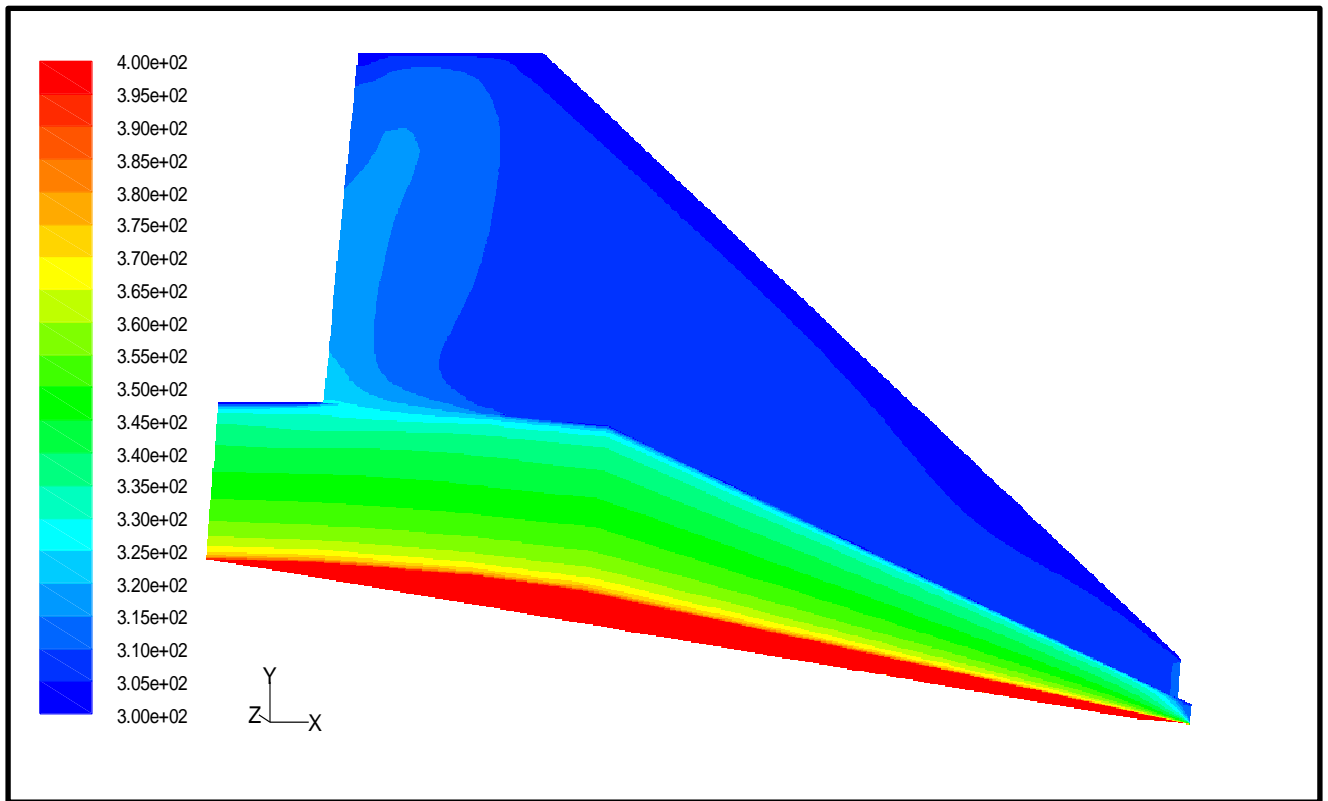


Figure 4.10 : répartitions des isothermes dans l'entrefer rainuré

4.4.2.3. Les nombres de Nusselt moyens :

Par les mêmes procédures déjà expliqué dans le cas lisse, on calcul les nombres de Nusselt moyens au rotor et stator, qui sont présentés dans les figures (4.11) et (4.12).

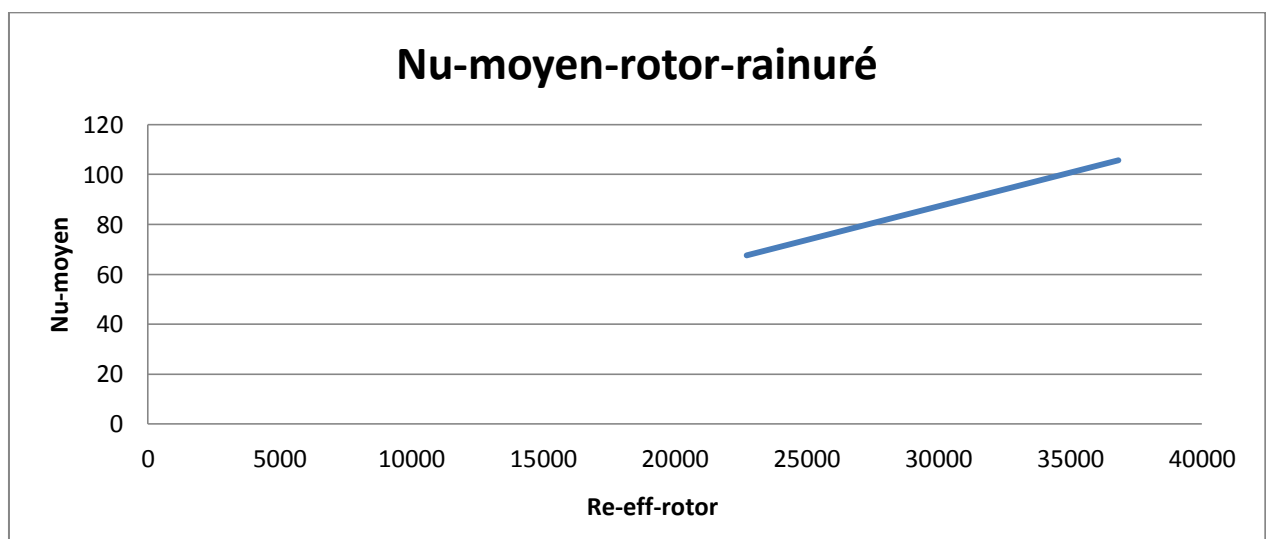


Figure 4.11: Nu moyen au rotor en fonction des nombres des Reynold effective au rotor, configuration rainuré.

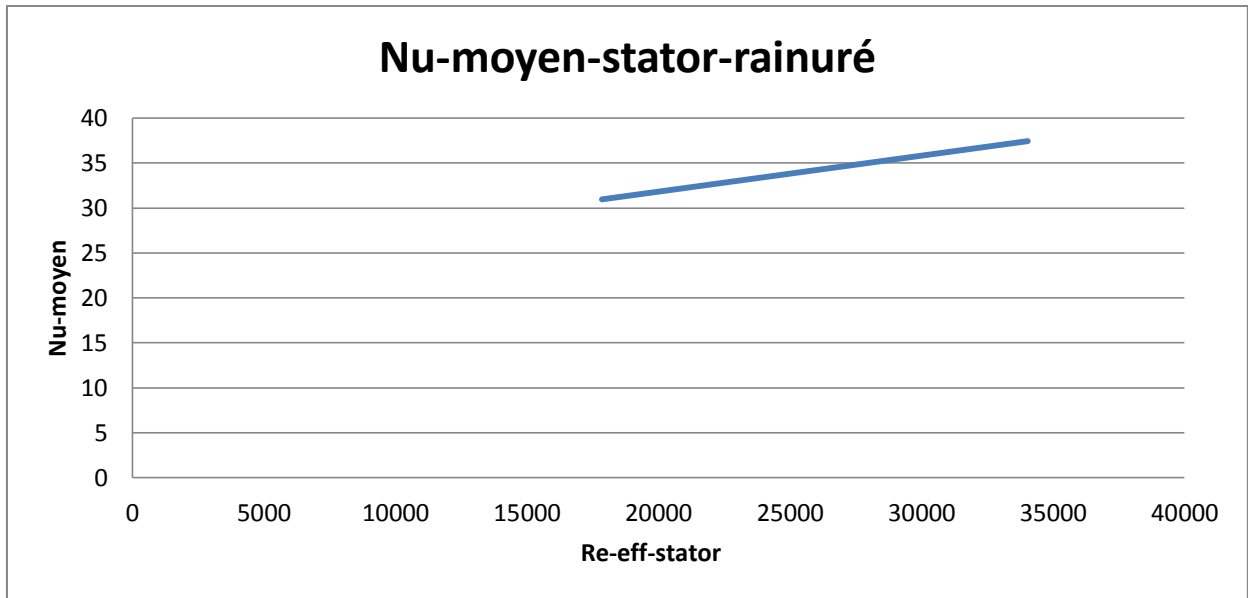


Figure 4.12: Nu moyen au stator en fonction des nombres des Reynold effective au stator, configuration rainuré.

Les mémés tendances observé dans cas lisse sont aussi clairement rencontrées dans le cas rainuré.

4.4.2.4. Comparaisons Numérique/Expérimental :

Les figures (4.13) et (4.14) nous montre, les résultats de nos calculs numériques et les résultats expérimentaux de Bouafia et Bertin [9] en termes d'échange convectif au niveau du rotor et du stator respectivement. Celui-ci montre que les nombres de Nusselt moyens sont sous-estimés par rapport à la corrélation expérimentale (de 11 à 36% au rotor et de -61 à -86% au stator).

Malgré ce décalage des résultats numériques par rapport à l'expérience, l'allure des courbes reste tout à fait cohérente. Nous pouvons donc nous poser la question de savoir si un paramètre d'influence n'a pas été oublié. L'état de surface des parois du rotor et du stator doit certainement jouer un rôle sur les échanges convectifs.

L'écart entre les résultats numériques/expérimental semble plus important quand le nombre de Reynold effective est très fort. A l'opposé, l'écart entre les résultats numériques/expérimental semble plutôt se creuser sous l'effet de la diminution du nombre de Reynold effective.

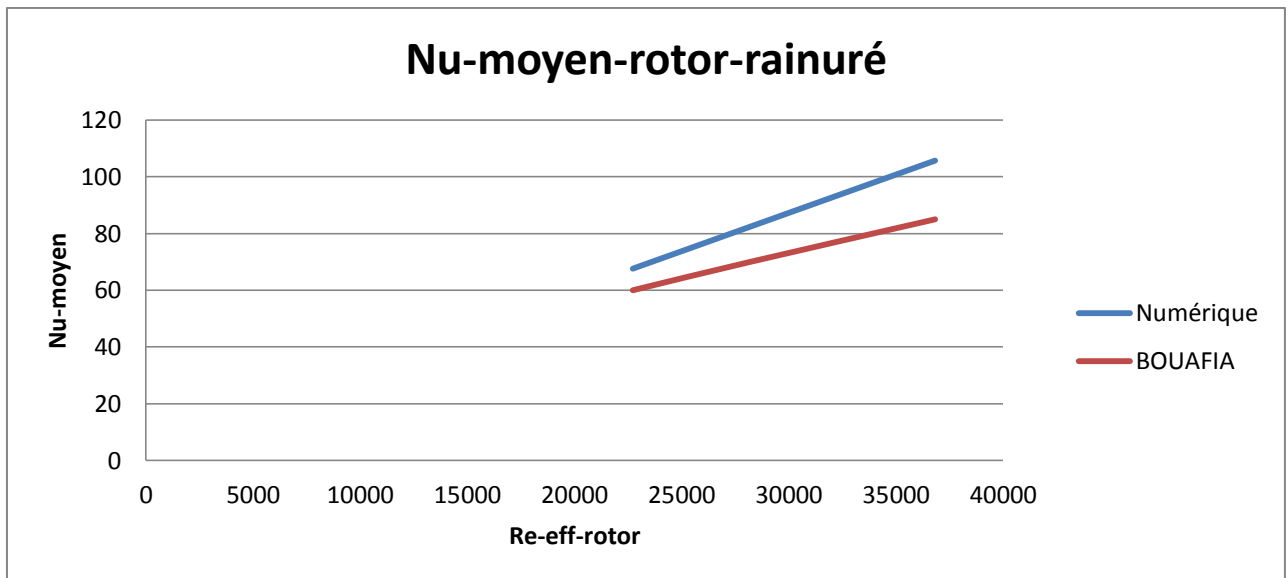


Figure 4.13: Comparaison des résultats numériques par rapport aux corrélations expérimentales dans la configuration d'entrefer rainuré (au rotor).

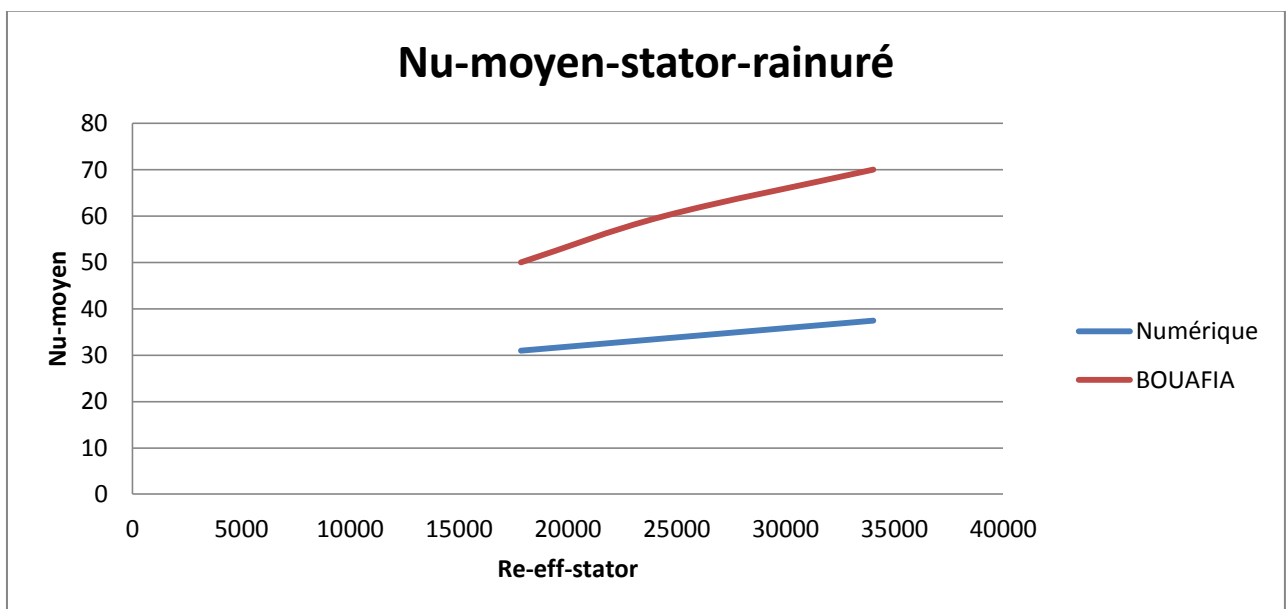


Figure 4.14: Comparaison des résultats numériques par rapport aux corrélations expérimentales dans la configuration d'entrefer rainuré (au stator).

4.5. Comparaison lisse/rainuré :

Les figures (4.15) et (4.16) nous montre, les résultats de nos calculs numériques en termes d'échange convectif au niveau du rotor et du stator respectivement dans la configuration d'entrefer lisse et rainuré.

Pour le rotor, d'un point de vue très général, le figure (4.15) nous montrent clairement que les nombres de Nusselt moyens sont élève dans le cas lisse par rapport au cas rainuré, c'est-à-dire que les transferts de chaleur est plus important dans la configuration d'entrefer lisse par rapport au cas rainuré. Un écart maximum de 3% sur les nombres de Nusselt moyens est observé entre les deux configurations pour les valeurs faible du nombre de Reynold effective, cet écart augment pour les valeurs très élevées du nombre de Reynold effective, ce qui veut dire globalement que la présence des encoches sur les parois statorique tend à diminuer l'échange convectif au rotor.

Pour le stator, d'un point de vue très général, le figure (4.16) nous montrent clairement que les nombres de Nusselt moyens sont élève dans le cas rainuré par rapport au cas lisse, c'est-à-dire que les transferts de chaleur est plus important dans la configuration d'entrefer rainuré par rapport au cas lisse. Un écart maximum de 11% sur les nombres de Nusselt moyens est observé entre les deux configurations pour les valeurs faibles du nombre de Reynold effective, cet écart se diminue pour les valeurs très élevées du nombre de Reynold effective, ce qui veut dire globalement que la présence des encoches sur les parois statorique tend à augmenter l'échange convectif au stator.

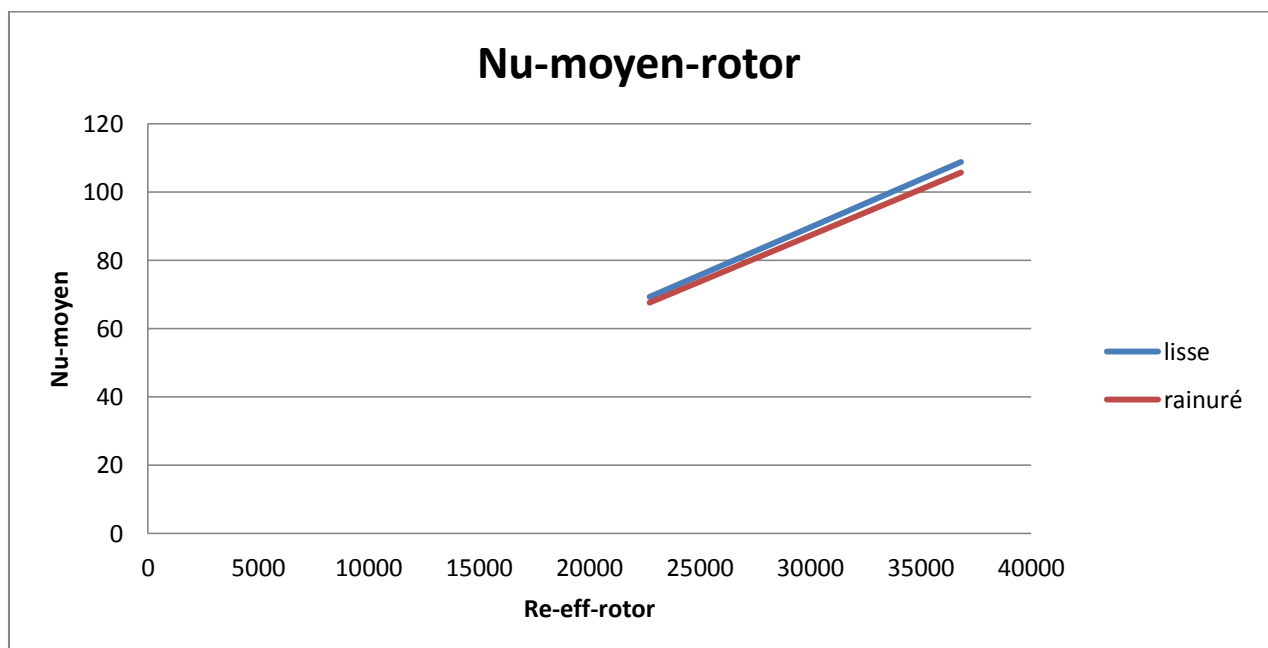


Figure 4.15 : Comparaison des résultats numériques lisse/rainuré au rotor.

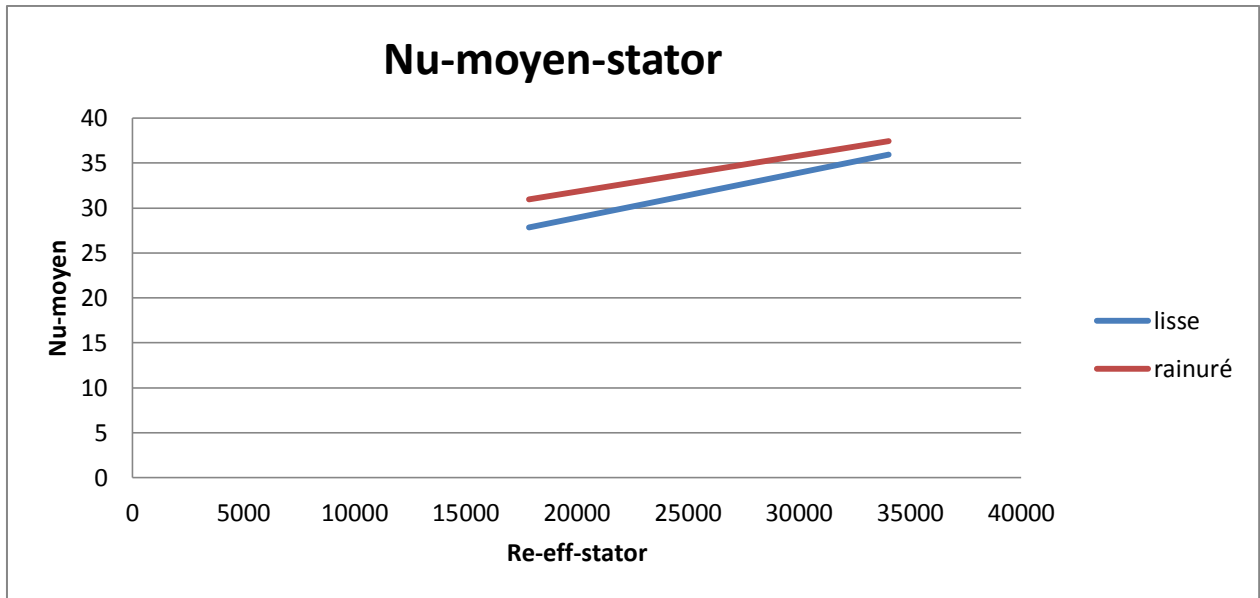


Figure 4.16 : Comparaison des résultats numériques lisse/rainuré au stator.

Le problème de refroidissement d'un moteur électrique se base essentiellement sur le refroidissement de la paroi du rotor qui est le plus chaud, Il ressort principalement par cette comparaison des résultats obtenu au rotor dans les deux configurations que la situation d'entrefer lisse est plus favorisée de transfert de chaleur.

La différence le plus important entre la géométrie de deux configurations c'est la présence de l'encoche sur la paroi statorique c'est-à-dire la profondeur de l'encoche, dans la suite de notre travail nous allons donc étudier l'effet de la profondeur de l'encoche sur les résultats en terme de transfert thermique afin d'évaluer et de quantifier cet impact en utilisant la même configuration rainuré mais cette fois ci avec une profondeur de 30mm au lieu de 15mm. Les résultats sont présentés ci-après.

4.6. Influence de la profondeur de l'encoche :

On s'intéresse maintenant à l'influence de la profondeur de l'encoche sur le transfert thermique. Les figures (4.17) et (4.18) présentent les résultats numériques obtenus pour les trois configurations d'entrefer : lisse, rainuré de profondeur égale à 15mm et rainuré de profondeur égale à 30mm.

Au niveau du rotor, les courbes dans la figure (4.17) montrent que les changes convectifs augmentent avec la diminution de la profondeur de l'encoche.

Au niveau du stator, les courbes dans la figure (4.18) montrent que les changes convectifs augmentent avec l'augmentation de la profondeur de l'encoche.

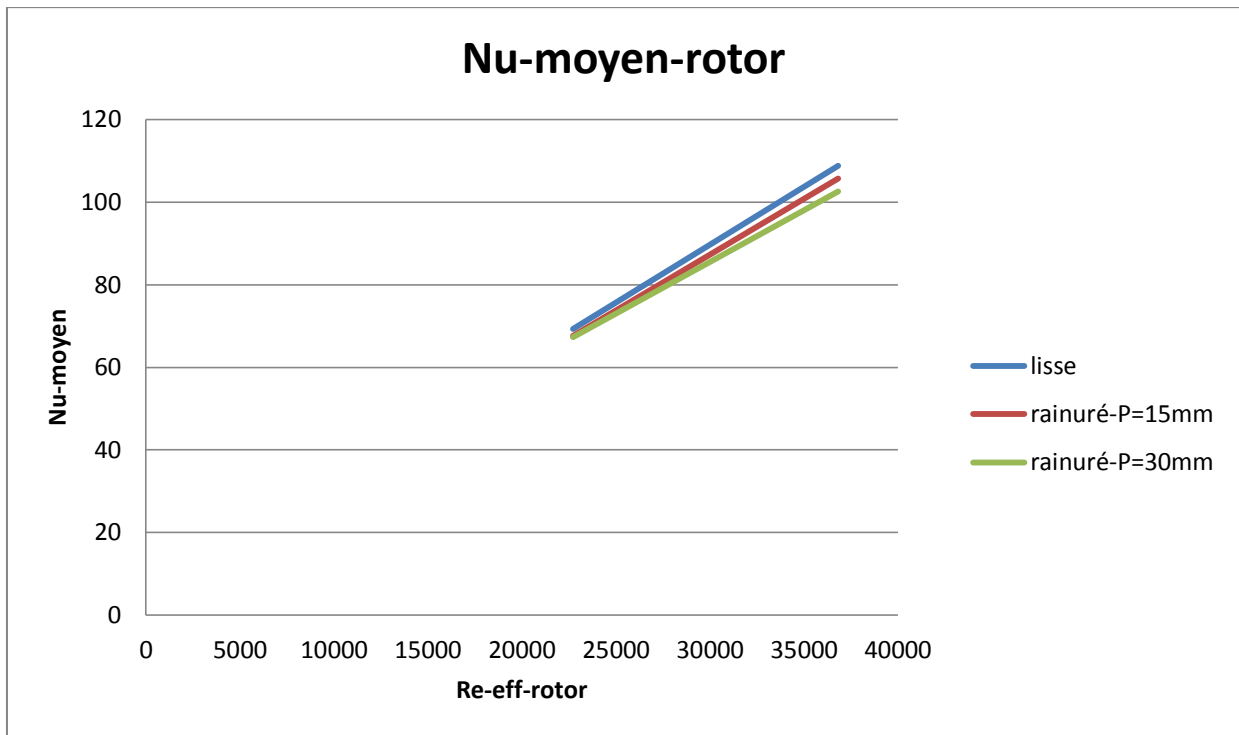


Figure 4.17 : Comparaisons entre les résultats numérique au niveau du rotor pour les configurations lisse/ rainuré (P=15mm)/rainuré (P=30mm)

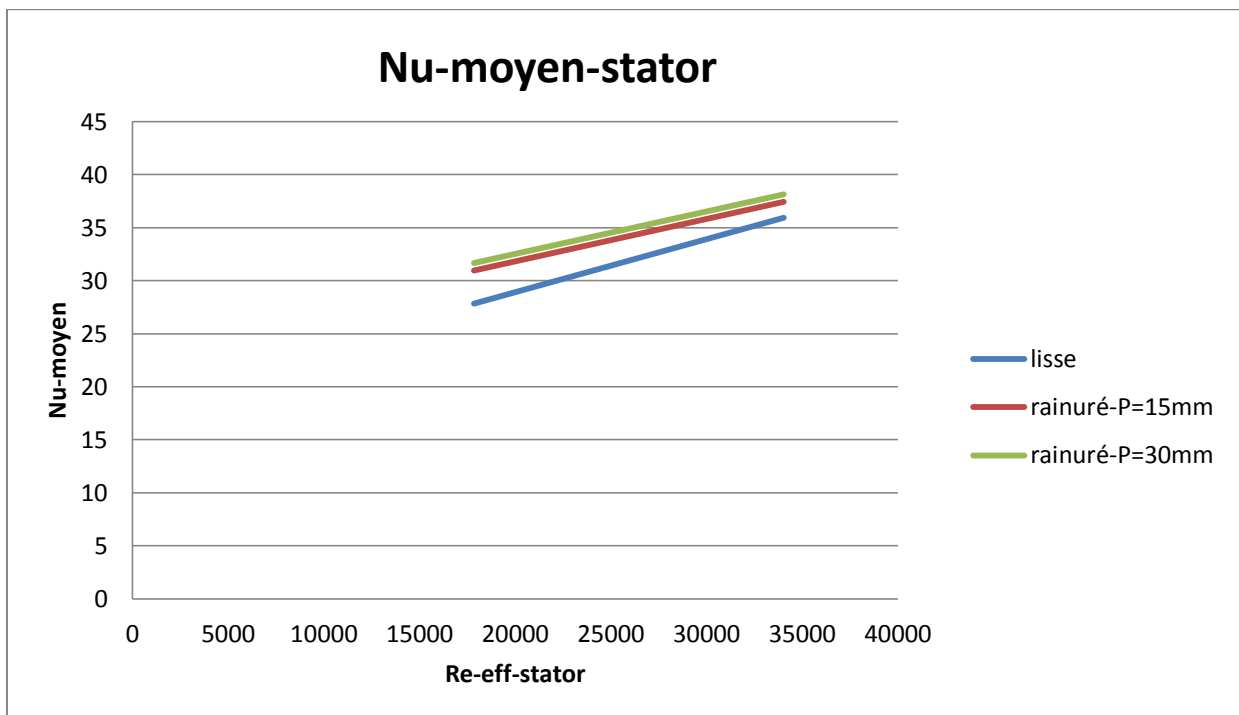


Figure 4.18 : Comparaisons entre les résultats numérique au niveau du stator pour les configurations lisse/ rainuré (P=15mm)/rainuré (P=30mm)

Ces tendances peuvent s'expliquer par l'effet qu'une part du débit d'air dans l'espace annulaire alimente progressivement les rainures sous l'effet des forces centrifuges et dégrade l'efficacité relative du refroidissement du rotor.

Le paramètre de profondeur de l'encoche semble donc jouer un rôle important dans les échanges convectifs calculés. Compte tenu de l'écart obtenu entre nos résultats numériques pour les trois géométries étudiées.

Malheureusement, les majorités des technologies utilisent des rainures axiales sur la paroi du stator, où logent les bobinages de fil de cuivre, alors on ne peut négliger la profondeur de l'encoche. Pour assurer un bon refroidissement, il faut donc diminuer ce paramètre le plus possible.

4.7. Conclusion :

Une étude numérique a été menée dans le but de déterminer l'influence de la modification géométrique sur le transfert de chaleur, pour un écoulement de rotation avec un flux axial imposé. Deux configurations ont été analysées : entrefer lisse et entrefer rainuré axialement sur la paroi du stator.

Trois vitesses de flux axial avec une vitesse de rotation fixe ont été modélisées en régime permanent sous l'environnement ANSYS FLUENT. Les différentes étapes de modélisation, nous ont permis d'obtenir à un maillage performant du point de vue du traitement en proche parois pour la zone de l'entrefer de l'étude. Le modèle de turbulence $k - \varepsilon$ a été utilisé pour l'ensemble des calculs.

Toutes ces simulations ont permis d'évaluer la structure d'écoulement et les échanges convectifs au sein de la l'entrefer pour les trois vitesses du flux axial imposé. De plus, les nombres de Nusselt moyens ont été déterminés sur les parois de l'entrefer.

Les résultats numériques obtenus ont été comparés avec les résultats expérimentaux de Bouafia, on a trouvé un écart maximum par rapport à la corrélation expérimentale de -1 à 36% au niveau du rotor et de -61 à -86% au niveau du stator.

L'analyse des résultats nous permis d'observé clairement que la situation d'entrefer lisse est plus favorisé de transfert convectif. De plus, la profondeur de l'encoche jouer un rôle important dans les échanges convectifs.

Enfin, pour assurer un bon refroidissement, il faut donc diminuer au maximum possible la profondeur de l'encoche statorique.

Conclusions générale

Les travaux présentés dans ce mémoire ont pour objectif principal d'améliorer la caractérisation des transferts convectifs en espace annulaire, en accord avec la volonté actuelle d'optimisation économique. Une étude numérique de la modification de la géométrie sur le transfert thermique a alors été développée dans le but d'optimiser les performances d'un moteur électrique de type ouvert.

Deux configurations d'entrefer, lisse et rainuré, identiques à celui utilisé dans l'étude expérimentale de **M. BOUAFIA, Y. BERTIN** pour pouvoir valider de nos résultats numériques obtenue, ont été analysées. La simulation a été effectuée par le code de calcul **ANSYS FLUENT**.

Trois vitesses du flux axial imposé ont été simulées dans un premier temps pour les deux configurations afin d'évaluer la structure de l'écoulement et de visualiser les contours des températures au sein de l'entrefer. Puis, nous avons calculé les nombres de Nusselt moyens sur les parois de l'entrefer. L'analyse des courbes des nombres de Nusselt moyens nous a permis d'observer clairement que la situation d'entrefer lisse est plus favorisé de transfert de chaleur. On a ainsi pu mettre en évidence, par exemple, que l'échange convectif augmente avec l'augmentation du régime de l'écoulement. Ces tendances observées nous ont également permis de mettre en avant certaines possibilités d'amélioration du refroidissement.

Puis, une étude sur l'influence de la profondeur de l'encoche statorique liée à l'échange de la chaleur a été menée en utilisant le même entrefer rainuré étudié précédent mais cette fois ci avec une profondeur différente. Nous avons pu mettre en évidence que la diminution de la profondeur de l'encoche favorise l'échange convective.

Le travail a, semble-t-il, été bien introduit et complété. Des perspectives d'études et d'éventuelles voies d'optimisation dans la lutte contre l'échauffement des machines tournantes sont finalement proposées.

Perspective

Les résultats obtenus peuvent être amélioré, à savoir :

- ✓ Des calculs en utilisant un écoulement compressible et transitoire
- ✓ Utiliser des modèles des turbulences plus complexes

- ✓ Étudiée l'échange convectif dans les canaux statoriques.
- ✓ Ou encore en imaginant pourquoi pas un système de refroidissement du rotor consisté de canaux rotoriques percés parallèlement à l'axe de rotation.

Des solutions d'optimisation thermique existent certainement mais il faut aussi qu'elles correspondent aux objectifs électriques fixés et soient compatibles avec les contraintes de fabrication de ces machines industrielles.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] G.I. Taylor : Stability of viscous liquid contained between two rotating cylinders., volume 223. Philos. Trans. Roy. Soc., 1923.
- [2] G. Cognet : Les étapes vers la turbulence dans l'écoulement de couette- taylor entre cylindres coaxiaux. Journal de Mécanique théorique et appliquée, 1984.
- [3] J.A. Cole : Taylor-vortex instability and annulus length effects. Journal of fluid Mech., 93, 1976.
- [4] K.M. Becker, J. Kaye, Measurements of diabatic flow in an annulus with an inner rotating cylinder, *Journal of Heat Transfer*, pp. 97-105, Mai 1962
- [5] C. Gazley, Heat-transfer characteristics of the rotational and axial flow between concentric cylinders, *Transactions of the ASME*, pp. 79-90, 1958
- [6] I.S. Bjorklund, W.M. Kays, Heat transfer between concentric rotating cylinders *Journal of Heat Transfer*, pp. 175-186, Août 1959
- [7] J. Kaye, E.C. Elgar, Modes of adiabatic and diabatic fluid flow in an annulus With an inner rotating cylinder, *Transactions of the ASME*, pp. 753-765, 1598
- [8] F. Tachibana, S. Fukui, Convective heat transfer of the rotational and axial flow between two concentric cylinders, *bulletin of JSME*, vol. 7, n° 26, 1964
- [9] M. Bouafia, Y. Bertin, J.B. Saulnier, Analyse expérimentale des transferts de chaleur en espace annulaire étroit et rainuré avec cylindre intérieur tournant, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 41, n° 10, pp. 1279-1291, 1998
- [10] S.R.M. Gardiner et R.H. Sabersky : Heat transfer in an annular gap. Journal of Heat and Mass Transfer, 21, 1978.
- [11] Y.N. Lee, W.J. Minkowycz, Heat transfer characteristics of the annulus of two-coaxial cylinders with one cylinder rotating, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 32, n° 4, pp. 711-722, 1989.

- [12] I. Peres, A. Ziouchi, Y. Bertin, Caractérisation des échanges de chaleur dans un espace annulaire encoché ou lisse avec le cylindre intérieur tournant, *Congrès SFT 1994*, pp. 170-177, 1994
- [13] M. Bouafia, A. Ziouchi, Y. Bertin, J.B. Saulnier, Etude expérimentale et numérique des transferts de chaleur en espace annulaire sans débit et avec cylindre intérieur tournant, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 38, pp. 547-559, 1999.
- [14] ANTOINE GIRET, Thèse Doctorat, Université de poitiers, février 2009.