

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
LA REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche
Scientifique



Université Saad Dahlab Blida 1
Institut d'Aéronautique et des Études Spatiales
Département Construction Aéronautique



Mémoire de fin d'études

En vue de l'obtention du diplôme de

Master en Aéronautique

Option : propulsion avion

THEME

**Simulation numérique des transferts thermique dans l'entrefer
moteur d'une machine électrique**

Projet de **Startup** présenté dans le cadre de l'arrête ministériel "1275", assurée par
l'Institut d'Aéronautique et des Etudes Spatiales. IAES

Proposé et dirigé par :

Dr. HAMIDI KHAOULA

Réalisé par :

Mlle. MERKHI DOUNIA,

Mlle. ASBAI RYMA,

Codirigé par : Mr. KRIM Mouhmemed

MCB

Mr. BAKHITI AHMED

MCA

Soutenue devant le jure composer de :

Dr. BENNIA Imane MCB

Présidente

Dr. CHIKHE liela

MCA

Examinatrice

Promotion : 2022 / 2023

Remerciements

Tout d'abord, nous exprimons notre profonde gratitude envers ALLAH pour nous avoir Accordé la santé, la patience, la force et la volonté nécessaires pour mener à bien ce mémoire.

Nous souhaitons adresser nos sincères remerciements et tout notre amour à nos parents, Frères et sœurs, qui ont su nous accorder leur confiance et nous soutenir Inconditionnellement dans toutes les circonstances.

Nous tenons articulairment à exprimer notre reconnaissance envers notre promotrice, Mme HAMIDI KHAOULA, professeur à l'université Saad Dahleb, Institue d' Institue d'aéronautique et étude spatial D'avoir accepté la responsabilité D'être rapporteur de ce mémoire. Nous tenons à lui témoigner ici notre profonde reconnaissance et notre respect. Nos remerciements vont aussi à l'endroit des membres du jury Dr BENNIA Imane ainsi que Dr CHIKHE Liela et les jury startup Mr KRIM mouhemed et Mr BAKHITI ahmed pour L'évaluation et la révision de ce mémoire, afin d'améliorer sa qualité.

Enfin, nous tenons à remercier tous nos proches amis Nous sommes profondément reconnaissants envers chacune de ces personnes qui ont joué un rôle essentiel dans la réalisation de ce mémoire. Leur soutien indéfectible et leurs encouragements nous ont permis de surmonter les obstacles et de mener à bien ce projet

Table des matières

Table des matières.....	3
1 CHAPITRE 1 : MODELISATION THEORIQUE	11
1.1 Problématique de l'échauffement des machines tournantes:.....	11
1.2 Origine de l'échauffement thermique:	11
1.2.1 Les pertes mécaniques :	12
1.2.2 Les pertes par effet Joule :	12
1.2.3 Les pertes fer :.....	12
1.3 Transferts de chaleur dans les moteurs électriques :.....	12
1.3.1 Description des modes de transfert dans les moteurs électriques :.....	12
1.3.2 Transfert par conduction :.....	13
1.3.3 Transfert par convection :.....	13
1.3.4 Transfert par rayonnement:.....	14
1.4 Paramètres adimensionnels :.....	14
Nombre de Reynolds axial :	14
1.4.1 Nombre de Taylor.....	15
1.4.2 Nombre de Nusselt.....	15
1.5 Transfert convectifs dans l'entrefer :	16
1.5.1 Transfert thermique dans un espace annulaire lisse :.....	17
1.5.2 Transferts convectifs dans un espace annulaire rainuré:.....	23
1.6 Conclusion.....	29
2 Chapitre 2 : modelisation de la turbulence en presence de la rotation	30
Introduction :.....	30
2.1 Travaux antérieurs :.....	30
2.2 Équation régissant le champ d'écoulement :.....	30
2.2.1 Hypothèses :.....	30
2.3 Approximation de Boussinesq simplifiée :	31
2.3.1 Les équations du mouvement moyen :.....	31
2.3.2 Classification des modèles de turbulence :	33
2.3.3 Les équations de transport des tensions de Reynolds :.....	34
2.3.4 Modèles de fermetures :.....	35
2.3.5 Le modèle k- ϵ :	36
2.3.6 Modèle k - ω :.....	36
2.3.7 Le modèle k - ω SST (Shear Stress Transport ou Transport d'effort de cisaillement) :	37

2.4	Modèle algébrique (ASM) (Algebraic Stress Model) :	38
2.4.1	Équations gouvernantes :	39
2.5	Modélisation près des parois :	41
2.5.1	La sous-couche linéaire :	42
2.5.2	La zone tampon :	43
2.5.3	La zone logarithmique :	43
2.6	Conclusion :	43
3	Chapitre 3 : Approche numérique :	44
3.1	Introduction :	44
3.2	Principe de la méthode des volumes finis :	44
3.3	Description du problème :	45
3.4	Configurations géométriques et paramètres de contrôle	47
3.4.1	Paramètres de contrôle	47
3.4.2	Configurations géométriques	47
3.4.2.1	Cas d'un entrefer lisse en 2D :	47
3.5	Paramètres numériques :	49
3.5.1	Maillage :	49
3.5.2	Conditions aux limites :	51
3.5.3	Solveur	51
3.6	Conclusion :	52
4	CHAPITRE 4 : RÉSULTATS ET DISCUSSIONS	53
4.1	Introduction :	53
4.2	Validation avec l'études de Koussa	53
4.3	Résultats numériques et interprétations :	54
4.3.1	Entrefer lisse :	54
4.3.2	Entrefer rainurée :	60
4.3.3	Etude comparative entre configuration 1 et configuration 2 :	62
4.4	Conclusion :	64

LISTE DES FIGURES

Figure 1-1: les différents types des pertes.....	12
Figure 1-2: Représentation schématique d'un entrefer moteur [21].....	17
Figure 1-3: Écoulement laminaire de Taylor Couette.....	18
Figure 1-4 : Tourbillons de Taylor entre deux cylindres coaxiaux.[35].....	19
Figure 1-5 : Régimes d'écoulement apparaissant entre deux cylindres coaxiaux en fonction des valeurs des nombres de Reynolds intérieur Ro et extérieur Ri avec un rapport de rayon $\eta = R1/R2 = 0.883$	20
Figure 1-6 : Représentation schématique entre les différents régimes d'écoulement dans un espace annulaire (avec débit axial).....	21
Figure 1-7 : Évolution du Nusselt en fonction du Reynolds pour un entrefer lisse [15].....	21
Figure 1-8 :Schéma d'une encoche au stator.....	23
Figure 1-9 : Configurations géométriques d'entrefers proposées par Gazley [15].....	25
Figure 1-10 ; Évolution du rapport Nu_r-s/Nu_{cond} en fonction du nombre de Taylor modifié Écoulement lié à la rotation Seule, $Pr = 4,5$ [19].....	26
Figure 1-11: Géométrie du stator rainuré [8].....	26
Figure 1-12: Variations du nombre de Nusselt Nu en fonction de Ta [23].....	27
Figure 1-13: Variation de la température pour le cas rotor –stator rainuré (20000 tr.min-1).....	27
Figure 2-1 :Domaine d'étude des deux cylindres concentriques en entrefer lisse.....	40
Figure 2-2:Profil des vitesses dans la couche limite.....	42
Figure 3-1 Volume de contrôle à travers lequel se fait l'intégration.....	45
Figure 3-2:Schéma explicatif des deux configurations.....	46
Figure 3-3:dimension de la configuration d'un entrefer lisse avec entrée radiale [37].....	48
Figure 3-4:géométrie de l'entrefer lisse à l'aide de logiciel ansys fluent.....	48
Figure 3-5: géométrie de l'entrefer rainurée à l'aide de logiciel ansys fluent.....	48
Figure 3-6: maillage de l'entrefer lisse à l'aide de logiciel ansys fluent.....	49
Figure 3-7: géométrie de l'entrefer rainuré à l'aide de logiciel ansys fluent.....	50
Figure 3-8:construction de maillage d'entrefer rainurée [38].....	51
Figure 4-1 : Profils axiaux du nombre de Nusselt local le long du rotor (a) et du stator (b).....	55
Figure 4-2: Profils axiaux du nombre de Nusselt local le long du rotor (a) et du stator (b).....	56
Figure 4-3: Profils de température à différentes positions axiales m , $z^*=0.2$, $z^*=0.5$, et $z^*=1$ pour le cas A.....	57
Figure 4-4: Distributions radiales des composantes axiale et tangentielle de la vitesse moyenne obtenues pour $z^* = 0.5$ et pour le cas A.....	58
Figure 4-5: Distributions radiales des composantes axiale et tangentielle de la vitesse moyenne obtenues pour $z^* = 0.5$	59
Figure 4-6: Distributions radiales des composantes axiale et tangentielle de la vitesse moyenne obtenues pour différentes positions axiales : $z^*=0.2$, $z^*=0.5$ et $z^*=1$ pour le cas A.....	60
Figure 4-7:Profils axiaux du nombre de Nusselt local le long du rotor (a) et du stator (b).....	61
Figure 4-8: Profils de température à différentes positions axiales m , $z^*=0.2$, $z^*=0.5$, et $z^*=1$ pour le cas A.....	62
Figure 4-9:Profils axiaux du nombre de Nusselt local le long du rotor (a) et du stator (b).....	63
Figure 4-10: Profils de température à la position axiales $z^*=1$ pour le cas A.....	63

Résumé

Ce travail de recherche se focalise sur le processus de refroidissement appliqué aux machines électriques à grande vitesse, notamment les moteurs et les générateurs. Notre intérêt principal réside dans la partie de l'entrefer du moteur, qui constitue en réalité une cavité rotor-stator composée de deux cylindres concentriques. Cette configuration présente une complexité particulière lorsqu'il s'agit de la modélisation, en raison des vitesses de rotation extrêmement élevées atteintes, de l'ordre de ~ 105 tr/min, dans des espaces très étroits d'environ 1 mm. Traditionnellement, pour maintenir ces composants en rotation à des températures acceptables, un flux d'air frais est injecté de manière empirique. L'objectif principal de cette étude est donc d'approfondir notre compréhension des mécanismes de transfert de chaleur et de masse se produisant dans l'entrefer rotor-stator, en mettant l'accent sur les régimes pleinement turbulents qui se manifestent à de telles vitesses.

Dans le cadre de ce projet de recherche, nous avons exploré deux approches distinctes. La première approche repose sur la configuration proposée par Kuosa et al [4,5], qui traite de l'écoulement avec un gradient de température. Ce qui distingue cette configuration, c'est l'entrée d'air radiale dans un canal situé sous le stator. Nous avons minutieusement étudié l'influence des paramètres de contrôle de l'écoulement sur les distributions de température et de vitesse dans cette région particulière. Cette analyse nous a permis de mieux comprendre les caractéristiques du champ thermique et du champ hydrodynamique dans l'entrefer rotor-stator.

Dans une seconde phase de cette étude, nous avons entrepris des modifications géométriques en introduisant des rainures dans le stator. Cette modification visait à améliorer le processus de refroidissement. Les résultats obtenus dans cette phase de l'expérimentation ont montré une correspondance relativement satisfaisante avec les prédictions antérieures, suggérant ainsi que cette modification de la géométrie pourrait être une approche efficace pour améliorer le refroidissement des machines électriques à grande vitesse.

En résumé, cette étude a pour objectif de mieux appréhender les mécanismes de transferts de chaleur et de masse dans l'entrefer rotor-stator des machines électriques à grande vitesse, en se concentrant sur les régimes turbulents. Nous avons examiné deux approches différentes, notamment la configuration de Kuosa et al [4,5]. Et l'introduction de rainures dans le stator, dans le but d'améliorer notre compréhension et d'optimiser le processus de refroidissement de ces machines essentielles à de nombreuses applications industrielles.

Abstract

This research focuses on the cooling process applied to high-speed electrical machines, particularly motors and generators. Our primary interest lies in the motor air gap region, which actually constitutes a rotor-stator cavity consisting of two concentric cylinders. This configuration presents unique complexity when it comes to modeling due to the extremely high rotational speeds reached, around ~105 rpm, in very narrow spaces of about 1 mm. Traditionally, to maintain these rotating components at acceptable temperatures, a flow of fresh air is empirically injected. The main objective of this study is to deepen our understanding of the mechanisms of heat and mass transfer occurring in the rotor-stator air gap, with a focus on fully turbulent regimes that manifest at such speeds.

In the context of this research project, we explored two distinct approaches. The first approach is based on the configuration proposed by Kuosa et al [4, 5], which deals with flow with a temperature gradient. What sets this configuration apart is the radial entry of air into a channel located beneath the stator. We meticulously studied the influence of flow control parameters on temperature and velocity distributions in this specific region. This analysis has allowed us to gain a better understanding of the characteristics of the thermal field and hydrodynamic field in the rotor-stator air gap.

In a second phase of this study, we undertook geometric modifications by introducing grooves into the stator. This modification aimed to enhance the cooling process. The results obtained in this phase of experimentation showed relatively satisfactory correspondence with previous predictions, suggesting that this geometry modification could be an effective approach to improving the cooling of high-speed electrical machines.

In summary, this study aims to better understand the mechanisms of heat and mass transfer in the rotor-stator air gap of high-speed electrical machines, with a focus on turbulent regimes. We examined two different approaches, including the configuration proposed by Kuosa et al [4, 5]. And the introduction of grooves into the stator, with the goal of enhancing our understanding and optimizing the cooling process of these machines essential to various industrial applications.

ملخص

هذا البحث يركز على عملية التبريد المطبقة على الماكينات الكهربائية عالية السرعة، ولا سيما المحركات والمولدات. اهتمامنا الرئيسي يكمن في منطقة فجوة الهواء في المحرك، التي في الواقع تشكل تجويفاً للدوار والثابت يتألف من اثنين من أسطوانات متراكزة. تواجه هذه التكوينات تعقيداً فريداً عندما يتعلق الأمر بالنمذجة بسبب سرعات الدوران العالية للغاية التي تصل إلى حوالي 105 دورة في الدقيقة في مساحات ضيقة جداً تبلغ حوالي 1 ملم. تقليدياً، للحفاظ على هذه الأجزاء الدوارة عند درجات حرارة مقبولة، يتم حقن تدفق هواء نقي تجريبياً. الهدف الرئيسي لهذه الدراسة هو تعميق فهمنا لآليات نقل الحرارة والكتلة التي تحدث في فجوة الهواء بين الدوار والثابت، مع التركيز على أنظمة التيار الكامل الهيجي التي تظهر في مثل هذه السرعات

في سياق هذا المشروع البحثي، استكشفنا اتجاهين متميزين. الاتجاه الأول يعتمد على التكوين الذي اقترحه كوسا وآخرون [4,5]، الذي يتعامل مع تدفق الهواء مع وجود تدرج حراري. ما يميز هذا التكوين هو دخول الهواء بشكل شعاعي في قناة موجودة تحت الثابت. درسنا بدقة تأثير معالم التحكم في تدفق الهواء على توزيعات درجة الحرارة وسرعة الجريان في هذا القطاع المحدد. هذا التحليل سمح لنا بفهم أفضل لخصائص الحقل الحراري والحقل الهيدروديناميكي في فجوة الهواء بين الدوار والثابت

في المرحلة الثانية من هذه الدراسة، قمنا بإجراء تعديلات هندسية من خلال إدخال أخاديد في الثابت. هذا التعديل كان يهدف إلى تعزيز عملية التبريد. أظهرت النتائج التي تم الحصول عليها في هذه المرحلة من التجارب تطابقاً مرضياً إلى حد ما مع التنبؤات السابقة، مما يشير إلى أن هذا التعديل في الهندسة قد يكون نهجاً فعالاً لتحسين عملية تبريد الماكينات الكهربائية عالية السرعة

في الختام، تهدف هذه الدراسة إلى فهم أفضل لآليات نقل الحرارة والكتلة في فجوة الهواء بين الدوار والثابت في الماكينات الكهربائية عالية السرعة، مع التركيز على الأنظمة الهمجية بشكل كامل. لقد استكشفنا اتجاهين مختلفين، بما في ذلك التكوين المقترح من قبل كوسا وآخرون وإدخال الأخاديد في الثابت، بهدف تعزيز فهمنا وتحسين عملية التبريد لهذه الماكينات الحيوية في التطبيقات الصناعية المتعددة

Introduction

Un grand nombre de recherches ont été entreprises pour perfectionner les performances des machines rotatives, notamment les turbomachines et les moteurs électriques, en mettant une attention particulière sur la gestion thermique de l'espace annulaire qui sépare le rotor du stator. Cette problématique revêt une importance capitale pour l'industrie en raison des enjeux technologiques et économiques liés à l'amélioration du rendement et de la durée de vie des moteurs électriques, machines fondamentales dans une multitude de domaines, tels que l'aéronautique et l'industrie automobile [1].

Notre étude s'attache plus spécifiquement à la gestion thermique des moteurs électriques. La modélisation de ces écoulements s'apparente généralement à une cavité formée de deux cylindres concentriques (avec une longueur h et un espacement intercylindre e), le cylindre intérieur étant le seul en rotation. Cette configuration, connue sous le nom d'écoulement de Taylor-Couette avec flux axial, est couramment observée dans les cavités des moteurs électriques. Pour une revue exhaustive des recherches précédentes concernant ce type d'écoulement, nous renvoyons les lecteurs à l'article de Fénot et al. [2].

Dans le contexte des moteurs réels, le rapport h/e , qui caractérise la relation entre la longueur de la cavité et son espacement, atteint généralement des valeurs de l'ordre de 100. Parallèlement, les taux de rotation Ω peuvent atteindre des niveaux de l'ordre de 105 tr/min, ce qui induit des échauffements considérables au sein des éléments en rotation. Une gestion thermique inadéquate peut entraîner des échauffements excessifs et, éventuellement, la défaillance mécanique de certaines parties du moteur. Afin d'assurer une gestion thermique efficace des moteurs électriques, diverses approches ont été envisagées, notamment l'augmentation des surfaces d'échange thermique et la sélection judicieuse de matériaux. Cette optimisation se traduit fréquemment par l'utilisation de cylindres intérieurs rainurés ou la création de canaux rotoriques internes pour le refroidissement. Toutefois, ces ajustements contribuent substantiellement à complexifier la géométrie de la cavité. Jusqu'à présent, les recherches approfondies sur cette problématique sont relativement limitées.

L'objectif global de cette étude consiste en l'exploration des régimes d'écoulement rencontrés dans les moteurs réels, caractérisés par des taux de rotation extrêmement élevés ($Re = 108$), des gradients thermiques significatifs rendant l'hypothèse de Boussinesq inapplicable, et une géométrie complexe. À l'heure actuelle, les capacités de calcul ne permettent pas encore d'effectuer des simulations de type DNS (Direct Numerical Simulation) pour les régimes d'écoulement observés dans les moteurs réels. En conséquence, les modèles de turbulence demeurent une alternative pertinente pour cette application spécifique. Cependant, le choix d'un modèle adéquat pour étudier des écoulements aussi complexes (incluant des effets de courbure, des taux de rotation élevés, des zones de transition, des couches limites fines, des flux forcés, des transferts thermiques, etc.) demeure une question non résolue.

Notre étude commence par une évaluation comparative des modèles de turbulence disponibles dans le cas de l'absence de gradient de température. Les résultats obtenus sont ensuite confrontés aux données

expérimentales d'Escudier et Gouldson [3]. Le modèle présentant la meilleure concordance entre les simulations numériques et les résultats expérimentaux est ensuite appliqué à l'étude de l'écoulement de Taylor-Couette-Poiseuille avec un gradient de température, tel que défini par Kuosa et al. [4,5]. Les prévisions obtenues sont comparées aux mesures de Kuosa et al. (2002, 2004) Concernant les coefficients moyens de transfert de chaleur le long du rotor et du stator. Enfin, des corrélations sont établies pour les nombres de Nusselt moyens le long du rotor en fonction des paramètres de contrôle tels que le taux de rotation, le débit d'air et le nombre de Prandtl, et ces corrélations sont comparées aux données de la littérature.

La thèse se structure en quatre chapitres. Le premier chapitre dresse une revue de la littérature relative aux travaux antérieurs sur l'écoulement de Taylor-Couette-Poiseuille, avec un examen approfondi des aspects numériques et expérimentaux, ainsi que des aspects thermiques, dans le but de situer notre étude dans le contexte scientifique approprié. Le deuxième chapitre s'attache à explorer les enjeux relatifs à la modélisation des écoulements turbulents en présence de rotation, tout en présentant les modèles de turbulence spécifiquement retenus pour cette étude. Le troisième chapitre se consacre à l'approche numérique des transferts thermiques dans les cavités rotatives. Enfin, le dernier chapitre expose les premiers résultats numériques obtenus grâce aux différents modèles de turbulence, les compare aux données expérimentales disponibles en vue de leur validation, et conclut en résumant les principaux enseignements tirés de cette thèse, tout en évoquant quelques pistes de recherche à explorer.

1 CHAPITRE 1 : MODELISATION THEORIQUE

Cette section de l'analyse fournit un aperçu de la situation actuelle en matière de compréhension des écoulements et des transferts thermiques dans un entrefer axial de machine électrique en rotation. Malgré le grand nombre de recherches menées sur le sujet, peu de documents portent sur l'analyse d'entrefers présentant une géométrie similaire à celle d'un alternateur. Ainsi, cette étude se concentre sur la description de la physique des écoulements et des transferts convectifs dans des configurations d'entrefer lisse ou rainuré.

1.1 Problématique de l'échauffement des machines tournantes:

Le fonctionnement des machines tournantes, qu'elles soient électriques ou thermiques, génère de l'énergie thermique qui doit être dissipée pour éviter des échauffements nocifs aux parties sensibles du système. Les fluctuations de charge, qui peuvent être plus ou moins brusques, ont un impact significatif sur ce phénomène. Pour limiter ces effets, les machines tournantes sont souvent équipées d'un système de circulation d'air frais, assuré par un compresseur ou un ventilateur.

La conception des machines tournantes prend en compte différents objectifs, tels que les performances électriques et les puissances, mais aussi les contraintes thermiques. En effet, il est essentiel d'assurer des températures en adéquation avec les seuils d'échauffement autorisés. Pour optimiser l'efficacité thermique et améliorer le rendement mécanique, il est nécessaire de déterminer et de classer précisément les voies d'évacuation de la chaleur et d'analyser les écoulements dans les cavités inter-structure des moteurs électriques.

Afin de mieux comprendre les échanges convectifs dans les machines tournantes, nous pouvons nous appuyer sur les travaux de Kuosa et al [4,5] ainsi que de Bouafia[8], qui ont étudié la problématique du refroidissement des machines électriques (moteurs ou générateurs) à fortes vitesses de rotation.

1.2 Origine de l'échauffement thermique:

Les pertes énergétiques sont un phénomène inévitable dans les moteurs électriques, qui sont soumis à différentes sources de pertes. Selon la figure 1.1, ces pertes peuvent être classées en trois grandes catégories : les pertes mécaniques, les pertes dans les conducteurs (ou pertes par effet Joule) et les pertes dans le circuit magnétique (ou pertes fer).

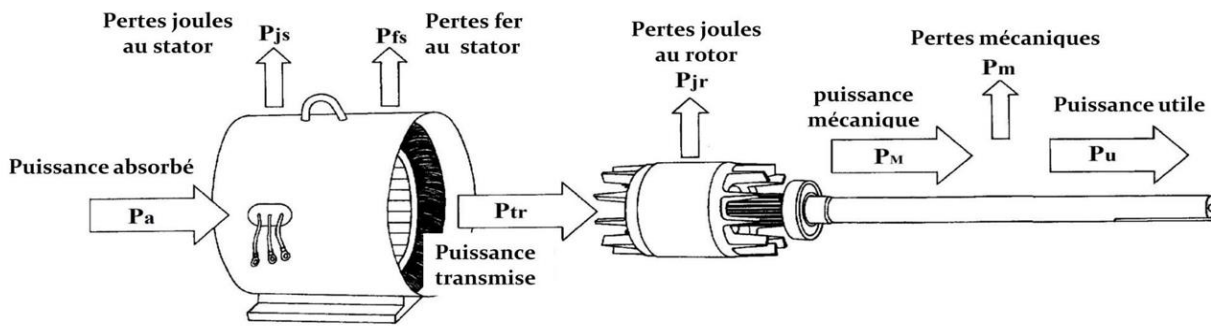


Figure 1-1: les différents types des pertes

1.2.1 Les pertes mécaniques :

Les pertes mécaniques sont des pertes d'énergie qui se produisent lors de la rotation de la partie tournante de la machine. Elles peuvent être sous forme d'échauffement ou d'énergie cinétique transmise au fluide. Les pertes mécaniques peuvent provenir de plusieurs sources, telles que :

- Les pertes par frottement dans les paliers ou les roulements ;
- Les pertes aérodynamiques causées par le frottement de l'air, en particulier dans l'entrefer ;
- Les pertes par ventilation nécessaires pour permettre la circulation de l'air dans la machine.

1.2.2 Les pertes par effet Joule :

Les pertes par effet Joule se produisent au niveau des conducteurs. Ces pertes sont proportionnelles à la résistance et au carré de l'intensité. La résistance dépend de la température et de la répartition de l'intensité dans le conducteur.

1.2.3 Les pertes fer :

Les pertes fer se situent dans les parties magnétiques de la machine. Elles comprennent deux composantes principales :

Les pertes par hystérésis et les pertes par courant de Foucault. Ces deux types de pertes se produisent dans différentes parties du circuit magnétique et ne sont pas uniformément réparties. Les pertes par hystérésis sont causées par la puissance nécessaire à l'aimantation cyclique alternative du fer, transformée en chaleur. Elles sont directement liées à l'évolution irréversible de la structure cristalline du matériau constituant les tôles. Les pertes engendrées sont proportionnelles à l'aire du cycle d'hystérésis et au nombre de cycles d'aimantation, mais elles sont indépendantes de l'épaisseur de la tôle. Les pertes par courant de Foucault sont dues à la création de forces électromagnétiques induites dans le fer par l'aimantation cyclique alternative. Ces forces produisent des courants qui se forment dans la masse du fer dans des plans normaux à la direction du flux. Pour minimiser ces pertes, des tôles isolées sont utilisées dans la construction des parties magnétiques de la machine.

1.3 Transferts de chaleur dans les moteurs électriques :

1.3.1 Description des modes de transfert dans les moteurs électriques :

Après avoir analysé les moteurs électriques, il est clair que ces derniers produisent de la chaleur en raison de plusieurs facteurs, et cette chaleur est dissipée par trois modes de transfert distincts : la conduction, la convection et le rayonnement. Il est important de comprendre que ces modes de transfert de chaleur sont essentiels pour assurer le bon fonctionnement des moteurs électriques, car une accumulation de chaleur peut

causer des dommages irréparables à la machine. Ainsi, il est essentiel de maintenir une dissipation de chaleur adéquate pour garantir la durabilité et la fiabilité des moteurs électriques.

1.3.2 Transfert par conduction :

Les transferts de chaleur par conduction sont omniprésents dans les moteurs électriques et dans leur environnement. Ils se produisent à l'intérieur des composants du moteur ainsi que dans l'air ambiant. La loi de Fourier gouverne ces transferts thermiques, ce qui signifie que la chaleur se déplace du corps chaud vers le corps froid. Cette loi se traduit mathématiquement par l'équation (1.1)

$$\varphi = -\lambda \overline{\text{grad} T} \quad (1.1)$$

λ Est la conductivité thermique

La conductivité thermique, représentée par le symbole lambda, dépend du matériau et de la température. Plus la valeur de lambda est élevée, plus le matériau est conducteur de chaleur. Les solides ont une conductivité thermique plus élevée que les liquides, tandis que celle des gaz est généralement très faible.

L'équation générale de conduction de la chaleur est obtenue à partir d'un bilan d'énergie et de l'expression de la loi de Fourier, comme indiqué dans l'équation (1.2).

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \text{div}(\lambda \overline{\text{grad} T}) \quad (1.2)$$

Cette équation montre que la variation de température dépend de la conductivité thermique, de la masse volumique, de la capacité thermique massique et de la production de chaleur. Comprendre ces principes est crucial pour optimiser la dissipation de la chaleur dans les moteurs électriques et garantir leur fonctionnement optimal.

1.3.3 Transfert par convection :

La convection est un phénomène qui se produit lorsque la chaleur est transférée d'un corps à un autre via un fluide tel qu'un gaz ou un liquide. Ce processus est très courant dans notre vie quotidienne. Il existe différents types de convection qui peut se produire en fonction des conditions environnementales.

La convection naturelle se produit lorsque le fluide se déplace de manière naturelle en contact avec la paroi d'un objet. Ce mouvement est créé par une variation de la masse volumique du fluide, qui est elle-même liée à une différence de température. La convection forcée, quant à elle, intervient lorsque le mouvement du fluide est imposé. Enfin, la convection mixte se produit lorsque les deux phénomènes sont comparables.

Chaque type de convection peut être classé en deux catégories : la convection externe et la convection interne. La convection externe se produit lorsque l'objet solide est placé dans le fluide. En revanche, la convection interne se produit lorsque le fluide est guidé par les parois de l'objet ou lorsqu'il est totalement confiné dans un espace clos.

La modélisation des transferts de chaleur par convection se fait généralement en utilisant une relation linéaire entre le flux de chaleur et la température. Cette relation est décrite par l'équation (1.3) :

$$\varphi_p = h (T_p - T_{ref}) \quad (1.3)$$

T_{ref} Est la température de référence.

h est le coefficient d'échange convectif.

Ce coefficient dépend de la configuration, de la nature du régime d'écoulement, de la vitesse et des propriétés thermo physiques du fluide. Le calcul de ce coefficient se fait en utilisant le nombre de Nusselt

Nu , qui est un nombre caractéristique adimensionnel. Il est important de choisir avec précaution la température de référence pour obtenir une modélisation précise des transferts de chaleur par convection.

1.3.4 Transfert par rayonnement:

Le transfert par rayonnement est un phénomène important en physique qui implique l'émission d'ondes électromagnétiques par tout corps ayant une température supérieure à zéro kelvin. Une partie de cette énergie radiative est absorbée par un objet, tandis que le reste est transmis ou réfléchi.

Dans le contexte de l'échange de chaleur entre deux solides séparés par un espace, le flux radiatif peut être assez complexe et dépend fortement de la configuration étudiée. Un exemple courant est celui de l'entrefer d'un moteur électrique, où le flux échangé entre le rotor et le stator est décrit par une formule complexe impliquant plusieurs variables :

$$\phi_{r \rightarrow s} = \frac{S_r \sigma (T_r^4 - T_s^4)}{\frac{1-\varepsilon_r}{\varepsilon_r} + \frac{1}{F_{rs}} + \frac{1-\varepsilon_s S_r}{\varepsilon_s S_s}} \quad (1.4)$$

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

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

σ : Constante de Stefan Boltzmann

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.

Les surfaces respectives du rotor et du stator, les températures de ces deux objets, ainsi que leurs émissivités sont toutes des facteurs importants dans le calcul du flux radiatif. La constante de Stefan Boltzmann est également impliquée dans la formule, tout comme le facteur de forme qui représente la fraction du flux total émis par le rotor qui atteint le stator.

Dans le cas d'un entrefer de faible épaisseur et de longueur importante, le facteur de forme est généralement égal à un, ce qui signifie que tout ce qui est émis du rotor atteint le stator. En somme, le transfert par rayonnement est un phénomène complexe mais crucial en physique, et il est important de prendre en compte tous les facteurs impliqués dans le calcul du flux radiatif pour comprendre pleinement ce processus.

1.4 Paramètres adimensionnels :

Lorsque l'on étudie les phénomènes de transfert thermique, il est crucial de définir des nombres adimensionnels pertinents pour caractériser le comportement du fluide en présence de différentes configurations d'écoulement. Dans le cas d'un écoulement combiné axial et rotationnel, les nombres adimensionnels clés sont les suivants :

Nombre de Reynolds axial :

Le nombre de Reynolds (Re) est utilisé pour décrire les différents régimes d'écoulement. Il est défini comme le rapport des forces d'inertie axiales et des forces visqueuses du fluide, et peut être calculé de deux manières différentes :

$$Re = \frac{\rho U D}{\mu} \quad (1.5)$$

Ou

$$Re_a = \frac{V_{zm} D_h}{\nu} \quad (1.6)$$

1.4.1 Nombre de Taylor

Décrit le rapport entre les forces d'inertie rotationnelles du fluide (causées par la rotation du cylindre intérieur) et les forces visqueuses. Il peut être calculé de deux manières différentes : [6,7]

$$Ta = \rho \frac{\Omega R_i d}{\mu} \sqrt{\delta} \quad (1.7)$$

Avec : $\delta = \frac{d}{R_i}$ est le jeu radial sans dimension.

Ou

$$Ta = \frac{\Omega^2 R_i \left(\frac{D_h}{2}\right)^3}{\nu^2} \quad (1.8)$$

Où Ta prend en compte la présence d'encoche par le diamètre hydraulique.[8]

Le nombre de Taylor est défini comme le rapport des forces d'inertie résultant de l'écoulement rotationnel du fluide, causé par la rotation du cylindre intérieur, aux forces de viscosité. L'hydrodynamique de l'écoulement est principalement régulé par deux paramètres, à savoir les nombres de Taylor (Ta) basés sur les rayons des cylindres intérieur et le nombre de Reynolds axial (R_e).

1.4.2 Nombre de Nusselt

Représente le rapport entre le flux de chaleur échangé par convection et celui qui serait transféré par conduction dans la même configuration géométrique. Il est défini comme :

$$Nu = \frac{h D_h}{\lambda} \quad (1.9)$$

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

h est défini par :

$$h = \frac{-\lambda \text{grad } T_p}{T_p - T_{ref}} \quad (1.10)$$

En utilisant le champ de température, il est possible de calculer les nombres de Nusselt locaux $Nu_i(z)$ et $Nu_o(z)$ le long des cylindres intérieur et extérieur respectivement, en utilisant la relation générale suivante [9] :

$$Nu = \frac{1}{s} \frac{e}{\sigma \Delta T} \int_s \sigma \frac{\partial T}{\partial y} ds \quad (1.11)$$

Il convient de rappeler que dans cette équation, e représente l'épaisseur entre les deux cylindres, σ est la diffusivité thermique, et l'indice $w=i, o$ indique une valeur à la paroi.

On obtient donc pour le cylindre intérieur l'expression :

$$Nu_i(z) = \frac{e}{T_i - T_f} \frac{\partial T}{\partial y} \quad (1.12)$$

$$Nu_0(z) = \frac{e}{T_i - T_f} \frac{\partial T}{\partial y} \quad (1.13)$$

Les valeurs du nombre de Nusselt moyen, \overline{Nu} sont déduites des valeurs du nombre de Nusselt local par intégration sur la longueur chauffante du rotor :

$$\overline{Nu} = \frac{1}{i_R} \int_0^{i_R} Nu(x) dx \quad (1.14)$$

i_R : longueur du rotor

Les valeurs moyennes des nombres de Nusselt pour les cylindres intérieur \overline{Nu}_i et extérieur \overline{Nu}_0 sont obtenues à partir des formules suivantes [9] :

$$\overline{Nu}_i = \frac{e}{i_R} \frac{1}{T_i - T_f} \int_0^{i_R} \frac{\partial T}{\partial y} dz \quad (1.15)$$

$$\overline{Nu}_0 = \frac{e}{i_R} \frac{1}{T_i - T_f} \int_0^{i_R} \frac{\partial T}{\partial y} dz \quad (1.16)$$

Ces nombres adimensionnels sont essentiels pour caractériser les phénomènes de transfert thermique dans les écoulements combinés, et permettent de mieux situer notre étude par rapport aux conditions d'écoulement et de transfert convectif.

1.5 Transfert convectifs dans l'entrefer :

L'entrefer est le siège d'un écoulement de rotation, le nombre de Nusselt permettant de calculer le coefficient de convection h dépend de la valeur de Taylor Ta :

$$Ta = \frac{\omega^2 r_m e^3}{F_g v^2} \quad (1.17)$$

e : Largeur de l'entrefer [m],

r_m : Rayon logarithmique moyen [m].

$$r_m = \frac{e}{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)} \quad (1.18)$$

ω : vitesse angulaire du rotor [rd. s-1]

r_e et r_i sont respectivement les rayons interne du stator et externe du rotor.

F_g est un facteur géométrique qui permet de tenir compte du rapport de forme de l'espace annulaire. Sa valeur est très proche de l'unité pour un entrefer étroit, défini par l'expression :

$$F_g = \left(\frac{\pi^4}{1697 P}\right) \left(\frac{r_i + r_e}{2r_i}\right) \quad (1.19)$$

Avec

$$P = 0,0571 \left(1 - 0,652 \frac{\delta}{r_1}\right) + 0,00056 \left(1 - 0,652 \frac{\delta}{r_1}\right)^{-1} \quad (1.20)$$

1.5.1 Transfert thermique dans un espace annulaire lisse :

1.5.1.1 Description géométrique :

Un entrefer lisse est l'espace régulier et constant qui existe entre deux surfaces en mouvement l'une par rapport à l'autre dans une machine électrique

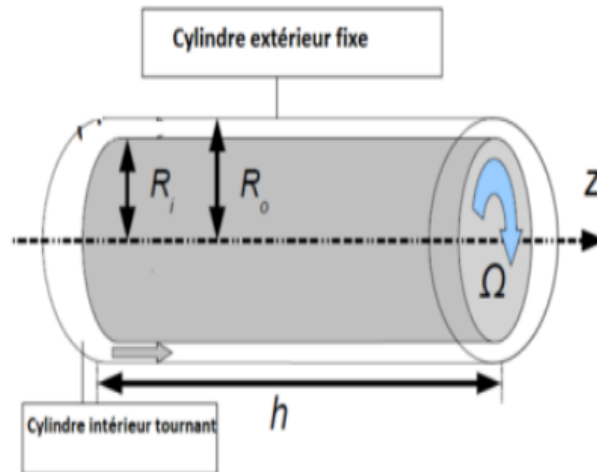


Figure 1-2: Représentation schématique d'un entrefer moteur [21]

Dans cette étude, La figure (1.2) représente schéma du système s'écoulement type Taylor –Couette Poiseuille. Le système est constitué de deux cylindres : l'un fixe (le stator) et l'autre en rotation (le rotor), séparés par un entrefer d'étendue radiale $d = R_o - R_i$

Ou R_i et R_o sont respectivement les rayons des cylindres intérieurs et extérieurs, La hauteur du dispositif selon la direction axiale est notée h . Le taux de rotation du cylindre intérieur Ω est variable et un débit volumique Q est imposé à l'entrée du système

- Les paramètres adimensionnels de la géométrie sont :

$$V_{zm} = \frac{Q}{\pi(R_o^2 - R_i^2)} \qquad r^* = \frac{(r - R_i)}{(R_o - R_i)}$$

$$z^* = \frac{z}{h} \qquad v_\theta^* = \frac{v_\theta}{(\Omega r)}$$

$$v_r^* = \frac{v_r}{v_{rm}} \qquad v_z^* = \frac{v_z}{v_{zm}}$$

$$s = \frac{R_i}{R_o} \qquad T_a = \frac{\Omega R_i^2 (R_o - R_i)}{\nu}$$

- Les composantes du tenseur de Reynolds sont-elles adimensionnées par (ΩR^2)

$$R_{rr}^* = \frac{\overline{v_r^2}}{(\Omega R_i)^2} \qquad R_{\theta\theta}^* = \frac{\overline{v_\theta^2}}{(\Omega R_i)^2}$$

$$R_{zz}^* = \frac{\overline{v_z^2}}{(\Omega R_i)^2} \qquad R_{r\theta}^* = \frac{\overline{v_r v_\theta}}{(\Omega R_i)^2}$$

$$R_{rz}^* = \frac{\overline{v_r v_z}}{(\Omega R_i)^2}$$

$$R_{zz}^* = \frac{\overline{v_z v_\theta}}{(\Omega R_i)^2}$$

Plusieurs chercheurs ont exploré l'impact de l'ajout d'un débit axial sur les écoulements dans l'entrefer. Gazley, par exemple, a examiné de manière théorique et expérimentale les transferts de chaleur dans le rotor et le stator. Il a établi les nombres de Nusselt pour le rotor (Nu_i) et pour le stator (Nu_o).

$$Nu_i = \frac{2dh_i}{\lambda}$$

$$Nu_o = \frac{2dh_o}{\lambda}$$

Avec $h_i = \frac{\phi_i}{S_m(T_i - T_{air})}$ et $h_o = \frac{\phi_o}{S_m(T_{air} - T_o)}$

S_m : la surface moyenne du rotor et du stator

T_i et T_o respectivement les températures du rotor et du stator

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

ϕ_i Et ϕ_o respectivement les flux moyens du rotor et du stator

λ : La conductivité thermique de l'air évaluée à la température de mélange local

1.5.1.2 L'écoulement de Taylor-Couette :

Le phénomène du Taylor-Couette se réfère au mouvement d'un fluide à l'intérieur d'un espace annulaire

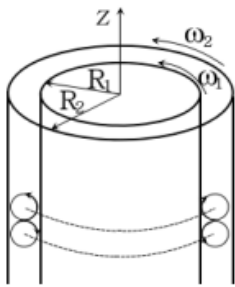


Figure 1-3: Écoulement laminaire de Taylor Couette

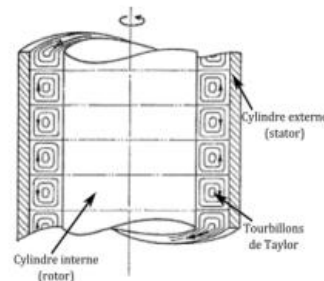


Figure 1-4 : Écoulement laminaire de Taylor Couette [15]

formé par deux cylindres concentriques en rotation. Ce terme a été inspiré par les travaux de Taylor et Couette. Couette a réalisé des expériences sur ce problème, observant que le couple nécessaire pour faire tourner le cylindre extérieur augmentait de manière linéaire jusqu'à atteindre une vitesse critique. A cette vitesse, il y avait une transition de l'écoulement stable vers l'écoulement instable. Taylor a été le premier à appliquer avec succès la théorie de la stabilité linéaire à ce phénomène. Il a obtenu un accord remarquable entre la théorie et les expériences concernant l'instabilité de l'écoulement entre les deux cylindres rotatifs et concentriques.

De plus, Taylor a réalisé une analyse mathématique sur la stabilité pour un écoulement visqueux sans débit axial entre les cylindres coaxiaux. Il a constaté que lorsque le rapport entre l'entrefer et les rayons des

cylindres était faible, et que la vitesse de rotation du cylindre extérieur était fixe tandis que celle du cylindre interne était faible, l'écoulement restait laminaire. Cependant, au-delà d'une certaine valeur critique de la vitesse de rotation, des instabilités structurées sous la forme de "tourbillons de Taylor" se formaient. Ces tourbillons, qui étaient contrarotatifs et se présentaient par paires, ont été caractérisés par Taylor à l'aide d'un paramètre connu aujourd'hui sous le nom de "nombre de Taylor" (Ta). La valeur critique de ce nombre de Taylor pour l'instabilité primaire a été obtenue par une analyse linéaire et était en accord avec les expériences de Taylor

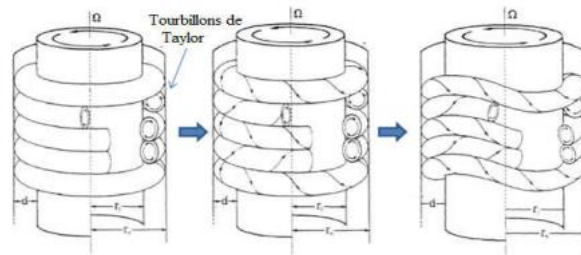


Figure 1-4 : Tourbillons de Taylor entre deux cylindres coaxiaux.[35]

Cognet. G [10] a mené des études expérimentales pour explorer la transition de l'écoulement de Couette vers la turbulence à mesure que la vitesse augmentait progressivement. Il a observé une augmentation du nombre d'ondes azimutales sur les parois jusqu'à atteindre une valeur maximale constante pour $Ta \geq 4.5$, $Tac \leq 25$. Ensuite, le nombre d'ondes azimutales diminuait jusqu'à leur disparition à environ ($Ta / Tac \approx 96$), conduisant à un mouvement quasi-périodique. Cognet. G [10] a démontré que l'apparition de tourbillons à Ta élevé se produisait dans un entrefer large.

L'écoulement de Taylor-Couette, qui implique le déplacement d'un fluide entre deux cylindres concentriques avec un ou les deux cylindres en rotation, a fait l'objet de nombreuses études réalisées par des

Chercheurs Pour de grands nombres de Reynolds (Re), la force de frottement stabilise le déplacement des particules fluides causé par le déséquilibre centrifuge, ce qui entraîne un écoulement stable. Cependant, lorsque le nombre de Reynolds dépasse une valeur critique (Rec), une instabilité secondaire appelée instabilité secondaire apparaît. Ces instabilités de l'écoulement ont été étudiées par Coles [11], Fenstermacher et al [12]. Et Andereck et al [13].

Coles [11] a spécifiquement observé, pour le même nombre de Taylor et un rapport de rayon de $\eta = 0,95$, la présence d'un régime d'ondes azimutales (appelé mode ondulé) pour de grands nombres de Reynolds du cylindre extérieur. Grâce à des observations expérimentales, il a identifié 26 états (nombres de tourbillons) et une bifurcation sous-critique dans le régime de rotation contraire dans le cas newtonien

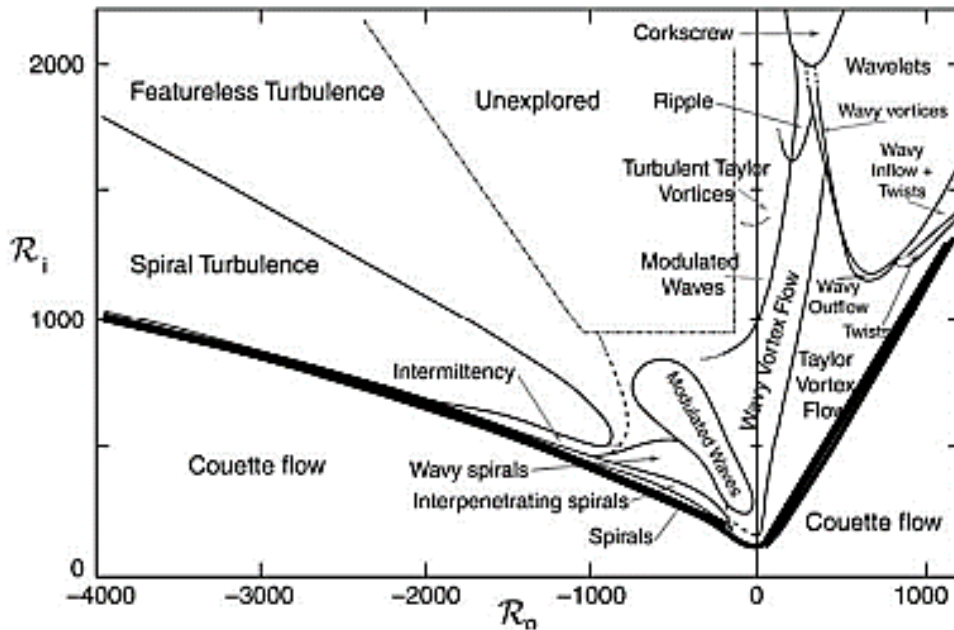


Figure 1-5 : Régimes d'écoulement apparaissant entre deux cylindres coaxiaux en fonction des valeurs des nombres de Reynolds intérieur R_o et extérieur R_i avec un rapport de rayon $\eta = R1/R2 = 0.883$

Dans leurs travaux, Andereck et al [13]. ont proposé une cartographie détaillée mettant en évidence les différents types de vortex de Taylor qui peuvent se former à différentes vitesses de rotation des cylindres. L'apparition des tourbillons de Taylor est fortement influencée par la vitesse angulaire critique, également appelée nombre de Taylor, qui dépend du rapport des rayons (η). Les chercheurs ont identifié près de 20 régimes d'écoulement distincts lorsque les deux cylindres sont en rotation. La Figure (1.6) illustre certains de ces régimes, tels que les tourbillons de Taylor, les tourbillons hélicoïdaux ou en spirale, les ondulations de Taylor, les spirales ondulées, les spirales turbulentes, les rides, et bien d'autres structures.

Nemri et al. Se sont également intéressés aux différents types de régimes d'écoulement dans le système Taylor-Couette, et ils ont observé cinq régimes d'écoulement qui concordent avec les résultats obtenus par Andereck et al [13].

Kang et al. Ont réalisé une étude numérique pour examiner l'effet des rapports d'aspect élevés sur l'amélioration du transfert de chaleur dans l'écoulement de Couette-Taylor. Leurs résultats ont montré une augmentation du transfert de chaleur radial avec l'augmentation du nombre de Grashof (Gr).

Ball et Farouk ont mené des investigations numériques et expérimentales sur les caractéristiques du transfert thermique entre deux cylindres concentriques, afin d'étudier l'impact de la flottabilité et des forces centrifuges sur la stabilité de l'écoulement. Ils ont maintenu un rapport de forme Γ égal à 31,5 et un rapport des rayons de 0,5

1.5.1.3 L'écoulement de Taylor-Couette-Poiseuille :

Dans le contexte des méthodes de refroidissement par circulation d'air, le débit de fluide à travers un espace rotor-stator présente des similarités avec l'écoulement de fluide dans un espace annulaire entre deux cylindres concentriques (le cylindre interne étant en rotation et le cylindre externe étant stationnaire), mais avec l'ajout d'un écoulement axial.

Les travaux de Goldstein [14] se sont concentrés sur l'étude de la stabilité de l'écoulement laminaire entre les cylindres concentriques avec écoulement axial. Les résultats théoriques ont démontré que l'ajout

d'écoulements axiaux augmentait la stabilité de l'écoulement laminaire purement rotationnel. Le point d'apparition de l'instabilité variait en fonction du nombre de Reynolds axial.

Une autre étude menée par Kaye et Elgar [7] a révélé la présence de quatre modes distincts dans cette configuration d'écoulement. Ces modes ont été identifiés et catégorisés en fonction du nombre de Taylor et du nombre de Reynolds axial. Comme l'illustre la Figure. Ces quatre modes sont :

- Écoulement laminaire pur.
- Écoulement laminaire avec les vortex de Taylor.
- Écoulement turbulent.
- Écoulement turbulent avec les vortex de Taylor.

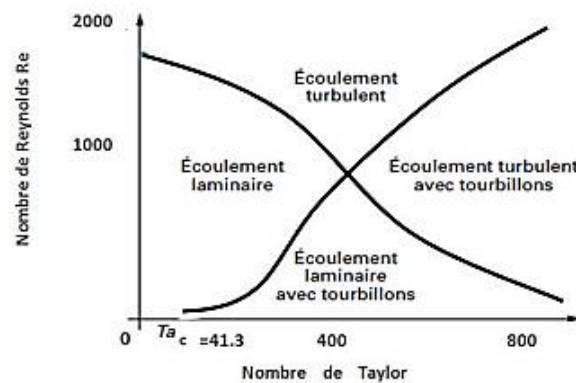


Figure 1-6 : Représentation schématique entre les différents régimes d'écoulement dans un espace annulaire (avec débit axial)

Plusieurs auteurs ont également abordé le transfert de chaleur par convection dans l'espace annulaire, en tenant compte à la fois du nombre de Reynolds axial et du nombre de Taylor. Ce transfert de chaleur est fortement influencé par le mode d'écoulement dans lequel il se trouve.

Gazley et al [15]. ont mené une étude sur les caractéristiques du transfert de chaleur par convection dans un écoulement combiné (à la fois rotationnel et axial) entre deux cylindres concentriques. Leur étude portait sur une gamme de surfaces, à la fois lisses et encochées, avec une application particulière aux machines électriques.

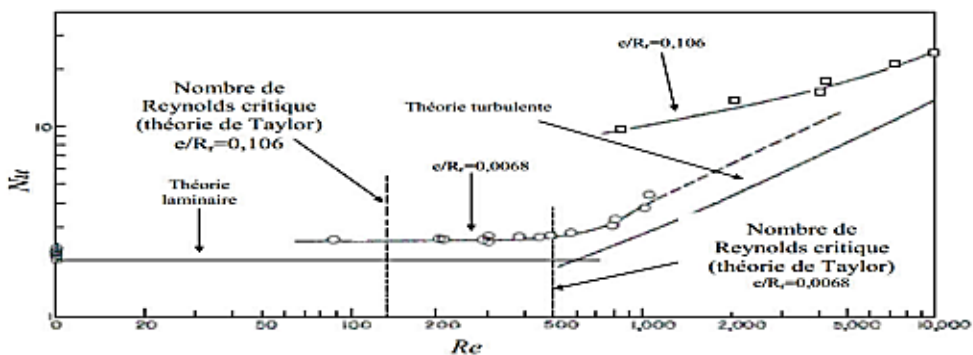


Figure 1-7 : Évolution du Nusselt en fonction du Reynolds pour un entrefer lisse [15]

Leurs expériences ont été menées pour un nombre de Reynolds axial $Re_a = 1,2 \times 10^4$ et un nombre de Reynolds rotationnel $Re_\Omega = 1,1 \times 10^4$.

Tableau 1: Entrefer lisse sans débit axial

Auteurs	Fluide et nature de l'écoulement	Nombre de Taylor et Reynolds (Ta et Re)	Corrélations pour le nombre de Nusselt ⁱ
Bjorklund et Kays [16]	Air Laminaire	Ta =90-2000	$\frac{Nu}{Nu_{cond}} = 1,175 \times \sqrt{Ta}$
Becler et Kaye [17]	Air Laminaire	Ta < Tac	Nu=2
		Tac < Ta < 10 ⁴	Nu=0,128 × Ta ^{0,367}
		104 < Ta < 3.3 × 10 ⁵	Nu=0,406 × Ta ^{0,241}
Tachibana et Fukui [18]	Air, eau, méthanol Laminaire	Ta=2 × 10 ⁴ -6 × 10 ⁵	Nu=0,046 × (Ta ² × Pr) ^{1/3}
Aoki et al. [19]	Air, eau, alcool, huile Laminaire	T _{am} =5 × 10 ³ -2 × 10 ⁵	Nu=0,22 × T _{am} ^{1/4} × Pr ^{0,3}
Ball et al. [20]	Air Laminaire	Gr ² < Re < 400	$Nu = 0,069 \times \left(\frac{Rr}{Rs}\right)^{-2,9084} \times Re \left(0,4614 \times \log\left(3,3361 \times \frac{Rr}{Rs}\right)\right)$

Tableau 1 : Entrefer lisse avec débit axial

Auteurs	Fluide et nature de l'écoulement	Nombre de Taylor et Reynolds (Ta et Re)	Corrélations pour le nombre de Nusselt
Tachibana et Fukui [18]	Air, eau, méthanol Turbulent	Ta =71-3415 Re _a =380-4200	$Nu_{\Omega} = 0,046 \times (Ta^2 \times Pr)^{\frac{1}{3}}$ $Nu_a = A \times Re_a^{0,8} \times Pr^{\frac{1}{3}}$ $A = 0,015 \times \left(1 + 2,3 \times \frac{2e}{L}\right) \times \left(\frac{D_s}{D_r}\right)^{0,45}$
Simmers et Coney [36]	Air Turbulent	Ta =10 ⁴ -3 × 10 ⁵ Re _a =400-1200	$Nu = \frac{A}{B}$ $A = 4 \times Re_a^{0,5} \times Ta^{0,3675} \times Pr$ $B = c \times \left(\frac{D}{1-N}\right)^{1/2} \times \left(\frac{N}{1-N}\right)^{1/4} \times Ta_c^{0,6175}$
Bouafia et al.[8]	Air Turbulent	Re _a =10 ⁴ -3 × 10 ⁴ Ret=500-3.1 × 10 ⁴	$Nu_{rotor} = 0,025 \times Re_{eff}^{0,8}$ $Re_{eff} = (Re_a^2 + 0,5 \times Re_{\omega}^2)^{0,5}$
			$Nu_{stator} = 0,046 \times Re_{eff}^{0,7}$ $Re_{eff} = (Re_a^2 + 0,25 + Re_{\omega}^2)^{0,5}$

1.5.1.4 Influence des différents paramètres sur la nature de l'écoulement et les transferts thermiques :

L'écoulement pour un entrefer lisse et ouvert étant maintenant bien décrit, nous allons nous intéresser aux échanges convectifs qui en résultent. Les échanges thermiques dans un espace annulaire ouvert sont en fonction des différents types d'écoulement rencontrés

- Pour un $Re_a < Re_{ac}$ (Ta)

Si $Ta < Tac$ (Re_a) donc Ecoulement laminaire Nu constant avec Ta et Re_a Transport axial

Si $Ta > Tac$ (Re_a) donc Ecoulement laminaire et Tourbillons Nu croissant avec Ta et décroissant avec Re_a Transport axial et radial

- Pour un $Re_a > Re_{ac}$

Si $Ta < Tac$ (Re_a) donc Ecoulement turbulent (Ta) Nu constant avec Ta et croissant avec Re_a Transport axial et Turbulence

Si $Ta > Tac$ (Re_a) donc Ecoulement turbulent et Tourbillons Nu croissant avec Ta et croissant avec Re_a Transport axial et radial, Turbulence

1.5.2 Transferts convectifs dans un espace annulaire rainuré:

1.5.2.1 Description géométrique :

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

- L : longueur de l'entrefer
- n : nombre d'encoches
- l : largeur des encoches
- p : profondeur des encoches.

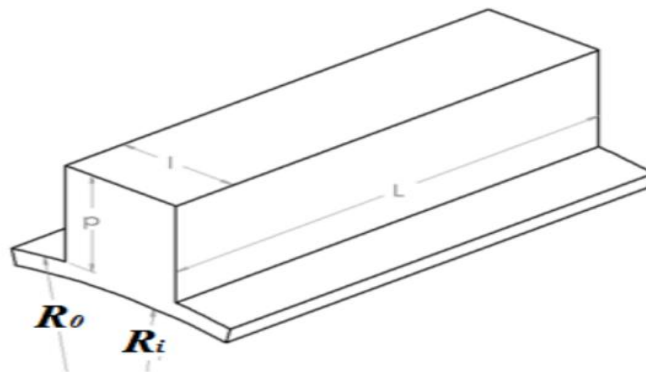


Figure 1-8 :Schéma d'une encoche au stator

On définit le diamètre hydraulique par :

$$D_h = \frac{4S_p}{P_m} \quad (1.21)$$

Où S_p est l'aire de la section de passage et P_m le périmètre mouillé.

On a alors ici :

$$D_h = \frac{2[\pi(R_o^2 - R_i^2) + NLp]}{\pi(R_o - R_i) + Np} \quad (1.22)$$

La présence d'ailettes dans l'entrefer joue un rôle important dans l'écoulement de l'air et les transferts thermiques. La configuration d'un entrefer rainuré a fait l'objet de nombreuses études dans la littérature [21].

L'ajout de rainures axiales sur un ou deux cylindres est une méthode efficace pour améliorer le transfert de chaleur à l'intérieur des canaux annulaires.

Plusieurs nombres sans dimension sont utilisés pour caractériser le régime d'écoulement dans cette configuration :

- Le nombre de Reynolds (Re) qui décrit le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses.
- Le nombre de Nusselt (Nu) qui quantifie le transfert de chaleur par convection.
- Le nombre de Prandtl (Pr) qui caractérise la capacité d'un fluide à transférer la chaleur par convection par rapport à sa diffusion thermique.
- Le nombre de Taylor (Ta) qui représente la force centrifuge par rapport à la force visqueuse dans l'écoulement entre les cylindres rotatifs.

Ces nombres adimensionnels permettent d'évaluer et de comprendre les différents régimes d'écoulement ainsi que les performances de transfert de chaleur dans les configurations d'entrefer rainuré.

Nombre de Taylor modifié :

$$T_{am} = \frac{\omega^2 \times r_m \times e^3}{v^2} \left(\frac{1}{F} \right) \tag{1.23}$$

$$r_m = \frac{e}{\ln(R_2/R_1)} \tag{1.24}$$

$$F = \frac{\pi^4}{1697} \left[1 - \frac{e}{2r_m} \right]^{-2} P^{-1} \tag{1.25}$$

$$P = 0,0571 \left[1 - 0,652 \left[\frac{e/r_m}{1 - e/2r_m} \right] \right] + 0,00056 \left[1 - 0,652 \left[\frac{e/r_m}{1 - e/2r_m} \right] \right]^{-1} \tag{1.26}$$

F : Facteur géométrique issu des travaux de Taylor

ω : représente la vitesse de rotation

e : épaisseur de l'entrefer (ailette+ rotor)

$$Nu = 0,064 T_{am}^{0,367} \tag{1.27}$$

Pour les différentes vitesses axiales et tangentielles, on introduit donc les différents nombres de Reynolds :

Re_{axial} et Re_{tangentielle}

$$Re_a = V d_h / v \tag{1.28}$$

$$Re_t = W r_1 d_h / v$$

$$Re = \sqrt{Re_{axial} + Re_{tangentielle}} \tag{1.29}$$

Nombre de Reynolds rotationnel :

$$Re_{\Omega} = \frac{\omega r_1 (r_2 - r_1)}{v} \tag{1.30}$$

1.5.2.2 Écoulement de Taylor-Couette :

Différents chercheurs se sont intéressés à l'effet des différents types de rainures sur l'amélioration du transfert de chaleur dans les canaux rainurés.

Selon Gazley [15], dans le cas d'un écoulement laminaire à l'intérieur des canaux annulaires rainurés, on observe une réduction du transfert de chaleur. Cette réduction varie de 10% lorsque seule la paroi interne est rainurée à 20% lorsque les deux parois sont rainurées.

En revanche, dans le cas d'un écoulement turbulent à l'intérieur d'un canal rainuré, une légère augmentation du nombre de Nusselt, qui quantifie le transfert de chaleur par convection, a été observée. Cela suggère que les rainures peuvent favoriser une meilleure dispersion du fluide et donc une amélioration du transfert de chaleur dans ce régime turbulent.[21]

Ces résultats indiquent que l'effet des rainures sur le transfert de chaleur dépend du régime d'écoulement (laminaire ou turbulent) et de la configuration spécifique des rainures dans le canal annulaire. Il est donc important de prendre en compte ces facteurs lors de la conception et de l'optimisation des canaux rainurés pour améliorer le transfert de chaleur

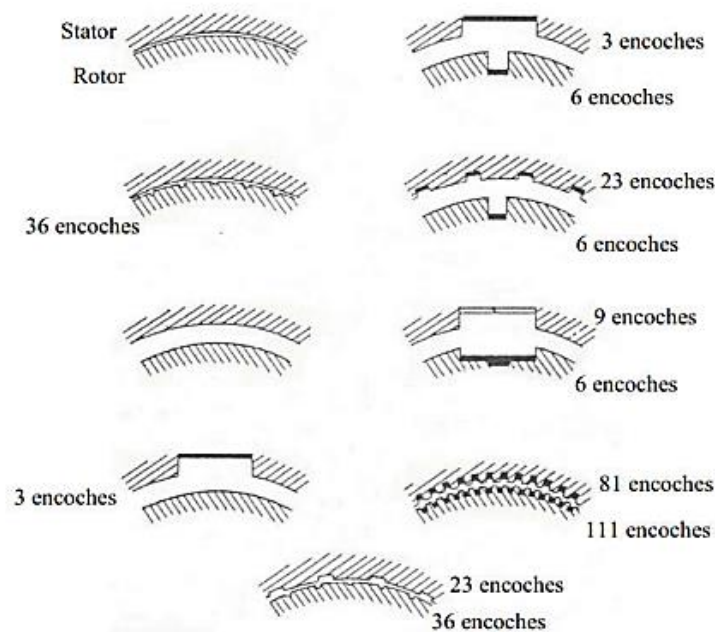


Figure 1-9 : Configurations géométriques d'entrefers proposées par Gazley [15]

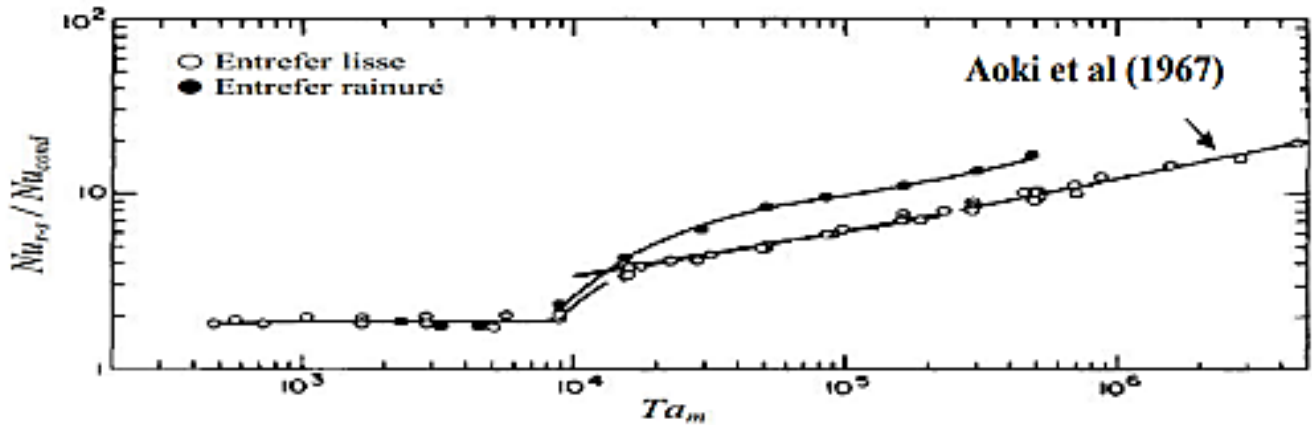


Figure 1-10 ; Évolution du rapport Nu_{r-s}/Nu_{cond} en fonction du nombre de Taylor modifié Écoulement lié à la rotation Seule, $Pr = 4,5$ [19]

1.5.2.3 Écoulement de Taylor-Couette-Poiseuille :

De nombreuses études ont été réalisées concernant la transmission de chaleur dans le flux Taylor couette poiseuille, la majorité des chercheurs ont constaté une amélioration du transfert de chaleur lorsque des rainures sont présentés

Peres et al [22]. Ont mené une étude numérique portant sur les échanges convectifs dans un entrefeer rainuré au stator. Ils ont observé que dans le cas d'un écoulement combiné, l'air circule dans les encoches, créant ainsi une zone de recirculation.

Bouafia et al [8]. Ont remarqué que la présence de rainures sur le stator influence les échanges convectifs, et que le rotor lisse favorise davantage les transferts convectifs.

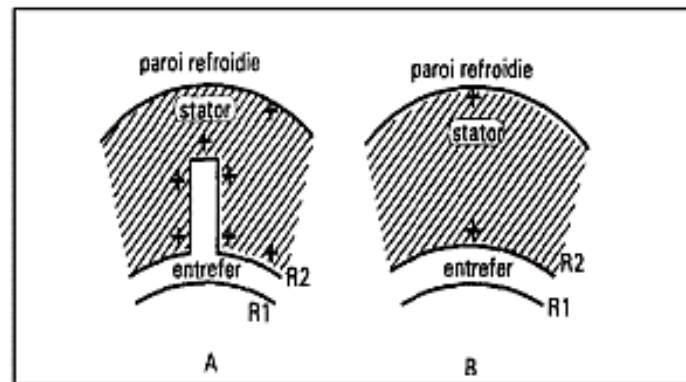


Figure 1-11: Géométrie du stator rainuré [8]

Sommerer et Lauriat [23] ont réalisé une simulation numérique dans une étude portant sur le transfert de chaleur dans un espace annulaire avec des rainures rectangulaires montées sur le cylindre extérieur. Ils ont constaté qu'en augmentant le nombre de rainures de 0 à 25, le nombre de Nusselt moyen augmentait de manière significative. Toutefois, leur analyse était limitée aux très faibles nombres de Taylor ($Ta < 1250$).

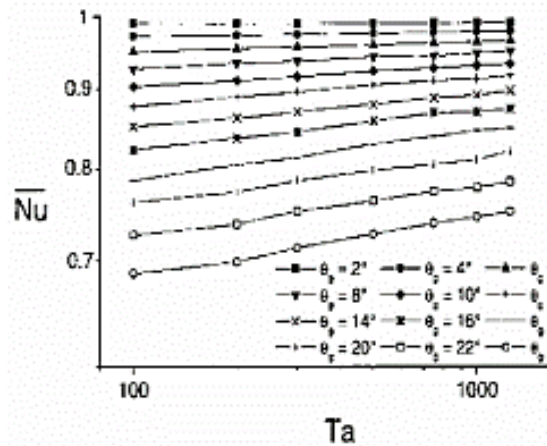


Figure 1-12: Variations du nombre de Nusselt Nu en fonction de Ta [23]

Kuosa, M. et al. [24] ont réalisé une étude expérimentale et numérique sur le refroidissement d'une machine électrique à grande vitesse. La vitesse de rotation de la machine variait entre 5000 et 40000 rad.min⁻¹. Les auteurs ont observé que dans le cas d'un rotor et d'un stator rainurés, le débit massique d'air de refroidissement était plus élevé que sur des surfaces lisses. De plus, ils ont constaté que les coefficients de

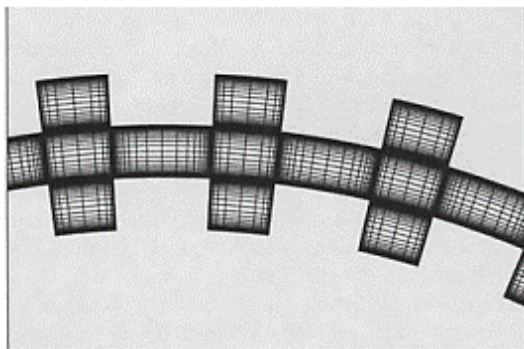


Figure 1-15 : schéma d'entrefer rainuré avec le maillage [24]

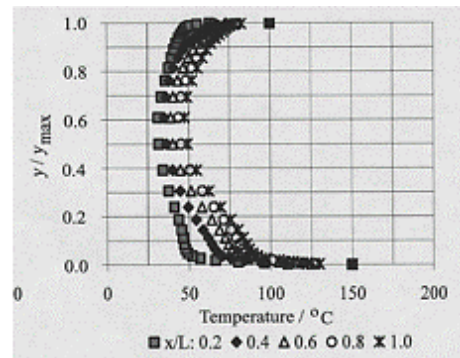


Figure 1-13: Variation de la température pour le cas rotor – stator rainuré (20000 tr.min⁻¹)

transfert thermique du stator augmentaient principalement avec l'augmentation de la vitesse de rotation.

Tableau 2: Bilan des corrélations dans un entrefer rainuré sans et avec débit axial

Auteurs	Approche	Nature de l'écoulement	Nombre des ailettes	Nombre de Taylor et Reynolds (Ta et Re)	Corrélations
Gardiner et Sabersky [37]	Expérimentale	Laminaire et Turbulent	30 ailettes montées sur le rotor	Ta = 0-10 ⁶ Re = 0- 7000	$Nu_R = \frac{q \times b}{(T_R - T_B) \times K}$

Lee et Minkowycz [38]	Expérimentale	Turbulent	20 ailettes montées sur le rotor	Ta=10 ³ -2×10 ⁷ Rea=50 -1000	$Nu_m = (h \times a)_m \times (2 \times b_m) / k$ A,bm sont constants
Peres et al.[39]	Numérique	Turbulent	48 ailettes montées sur stator	Rea=6240-29.9 ×10 ³ Ta=10 ⁶ -10 ⁸	$Nu_{rotor} = 0,025 \times Re_{eff}^{0,79}$ $Nu_{stator} = 13,22 \times \left(\frac{Re_a^2}{Ta}\right)^{0,42}$
Bouafia et al.[8]	Expérimentale	Turbulent	48 ailettes montées sur le stator	Ta = 6000-1.4×10 ⁶	$Nu = 0,132 \times Ta^{0,3}$
				Ta = 1.4×10 ⁶ - 2×10 ⁷	$Nu = 0,029 \times Ta^{0,4}$
Sommerer et Lauriat [23]	Numérique	Laminaire	3-25 ailettes montées sur le stator	Ta = 100 -1250	$\overline{Nu} = 0,973 - 0,131 \left(\frac{14,4 - \theta_p}{14,618}\right) \times e$
Gilchrist et al.[40]	Expérimentale	Turbulent	9 ailettes montées sur le rotor	Ta = 10 ⁶ -5×10 ⁷ Rea= 900- 2100	$Nu = 0,65 \times Ta_m^{0,226} \times Pr^{1/3}$
Jeng et al.[41]	Expérimentale	Laminaire et Turbulent	4 ailettes montées sur le rotor	Re=30-1200 Rea = 30- 1200 ReΩ = 0- 2922	$\frac{\overline{Nu}}{Nu_0} = 1 + a \times Re_\Omega^b$
Fénot et al [42]	Expérimentale	Turbulent	4 ailettes montées sur le rotor	Ta = 10 ⁴ -4×10 ⁶ Rea= 2140-6425	$Nu_s = 0,09 \times Re_e^{0,84} \times \left(\frac{\gamma}{Dh}\right)^{-Re_\Omega \times 10^{-5} - 0,95}$ $Nu_r = 0,22 \times Re_e^{0,62} \times \left(\frac{\gamma}{Dh}\right)^{-0,44}$
Abou-Ziyan et al. [43]	Expérimentale	Laminaire et Turbulent	Ailettes hélicoïdale montées sur le rotor	Ta = 0-1.7×10 ⁷ Rea= 8×10 ⁴ - 1.5×10 ⁵	$Nu_{rotor} = 0,00043 \times Re^{0,8} \times Ta^{0,3} \times Pr^{0,4} \times \left(\frac{H}{S}\right)^{1,21} \times \left(\frac{t}{S}\right)^{-0,802}$ $Nu_{stator} = 0,0236 \times Re^{0,8} \times Ta^{0,3} \times Pr^{0,4} \times \left(\frac{H}{S}\right)^{1,21} \times \left(\frac{t}{S}\right)^{-0,802}$

Nouri-Borujerd et Nakhchi [44]	Expérimentale	Turbulent	10 ailettes trapézoïdales montées sur le rotor	$0 < Ta < 8.36 \times 10^6$	$Nu = b_0 + b_1 \left(\frac{b}{c}\right) + b_2 N_g + b_3 (Re)_a + b_4 + b_{11} \left(\frac{b}{c}\right)^2 + b_{22} (N_g)^2 + b_{33} (Rea)^2 + b_{44} (Ta)^2 + b_{12} N_g \left(\frac{b}{c}\right) + b_{13} - (Re) - a \left(\frac{b}{c}\right) + b_{14} Ta \left(\frac{b}{c}\right) + b_{23} Ng Rea + b_{24} Ng Ta + b_{34} Ta Rea$ <p>N_g nbr des rainures Bn sont constants</p>
Lancial et al.[45]	Expérimentale et Numérique	Laminaire et Turbulent	10 et 20 ailettes rectangulaire montées sur le stator	$Ta = 0-1.7 \times 10^7$ $Rea = 0-14250$	$Nu = A \times Re_a^n \times Re_t^m \times \left(\frac{z}{Dh}\right)^o$ <p>N, m sont constants</p>

1.6 Conclusion

Précédents, en se concentrant sur la cavité rotor-stator, afin de déterminer les paramètres clés qui influent sur le transfert de chaleur. Les résultats des différentes études ont montré que le transfert de chaleur est affecté par la structure de l'écoulement lorsque le nombre de Taylor dépasse une certaine valeur critique dans le cas d'un entrefer lisse, ainsi que par des paramètres géométriques tels que l'épaisseur et la longueur de l'entrefer, ainsi que la présence d'encoques.

En outre, nous avons présenté les corrélations expérimentales du nombre de Nusselt moyen dans différentes configurations établies par certains auteurs. Toutefois, en raison de la complexité de ce problème, il existe un manque d'informations sur le transfert de chaleur dans des cavités tournantes. Ainsi, nous avons mené une étude numérique sur les échanges thermiques dans les chapitres précédents, en mettant l'accent sur la cavité rotor-stator, dans le but de déterminer les paramètres clés qui influent sur le transfert de chaleur.

2 Chapitre 2 : modelisation de la turbulence en presence de la rotation

Introduction :

La modélisation de l'écoulement dans un entrefer moteur en régime turbulent est un défi de taille pour les scientifiques et les ingénieurs. Ce phénomène est caractérisé par un gradient de température et un fort taux de rotation, ce qui rend la modélisation encore plus complexe. Dans ce contexte, différents modèles ont été proposés pour décrire l'écoulement turbulent.

Parmi ces modèles, on peut citer le modèle de turbulence K- ϵ , qui repose sur l'équation de transport de la dissipation de l'énergie cinétique turbulente et de la viscosité turbulente. Un autre modèle couramment utilisé est le modèle k- ω sst, qui combine deux équations de transport pour la turbulence. Le modèle RSM (Reynolds Stress Model) est également un modèle de turbulence qui prend en compte les équations de transport des tensions de Reynolds.

2.1 Travaux antérieurs :

Dans le domaine de la recherche sur les écoulements en rotation, de nombreuses études antérieures ont été menées par différents auteurs. Chew et ses co-auteurs [25] ont mené des prévisions numériques dans une cavité tournante avec un flux radial, en utilisant le modèle k- ϵ de Launder. De leur côté, Mors et ses collaborateurs [26] ont étudié l'écoulement turbulent dans une cavité tournante en utilisant le modèle k- ϵ à faible nombre de Reynolds. Cependant, ils ont observé la laminarisation de l'écoulement et ont introduit un modèle qui prend en compte l'anisotropie turbulente près des parois.

Naser [26] a comparé les prévisions d'un modèle k- ϵ standard aux données expérimentales d'Escudier et Gouldson [3], mais ce modèle s'est avéré incapable de reproduire les bons profils de vitesse moyenne, montrant la limite des modèles de turbulence basés sur une hypothèse de viscosité turbulente et utilisés dans leur version axisymétrique et stationnaire.

Des niveaux de modélisation plus fins ont ensuite été développés par plusieurs chercheurs, tels que Chung et Sung [27] qui ont effectué des simulations de grandes échelles (LES) dans un système de Taylor-Couette-Poiseuille. Leurs prévisions sont en bon accord avec les données expérimentales de Nouri et Whitelaw [28]. Poncet et al [29] ont effectué des calculs LES dans une cavité à entrefer étroit à l'aide de deux modèles LES donnant sensiblement les mêmes résultats. Ils ont montré que les deux couches limites développées sur les deux cylindres présentent les principales caractéristiques d'une couche limite turbulente à deux dimensions. Les structures cohérentes qui apparaissent sous la forme de réseaux de spirales dans les deux couches limites favorisent les transferts thermiques.

Une revue complète des différentes études concernant les modèles de turbulence pour les écoulements en rotation a été réalisée par Elena [30] et Poncet [31]. Les modèles de turbulence K- ϵ , k- ω sst, le modèle RSM pour Reynolds Stress Model et le modèle de simulation des grandes échelles ont tous été explorés dans ces études. Les résultats ont montré la complexité de modéliser l'écoulement dans un entrefer moteur en régime turbulent avec un gradient de température et un fort taux de rotation.

2.2 Équation régissant le champ d'écoulement :

2.2.1 Hypothèses :

Les équations de Navier-Stokes sont fondamentales dans la mécanique des fluides. Elles décrivent le comportement d'un fluide en mouvement, en prenant en compte plusieurs hypothèses. Tout d'abord, le fluide est considéré comme Newtonien, ce qui signifie que sa viscosité est constante et ne dépend pas du taux de cisaillement. Ensuite, le fluide est supposé incompressible, ce qui implique que sa densité reste constante quelle que soit la pression exercée sur lui. Cependant, les effets de la gravité, de la force de Coriolis et de la force centrifuge sont pris en compte et dépendent de la température, car celle-ci a une influence sur la masse volumique du fluide.

2.3 Approximation de Boussinesq simplifiée :

Il est également important de noter que toute réaction chimique est exclue dans le fluide supposé monophasique. Les forces à distance, quant à elles, sont réduites uniquement à la force de gravité. Ces hypothèses permettent ainsi de formuler mathématiquement les équations de Navier-Stokes, qui sont essentielles pour étudier et comprendre le comportement des fluides en mouvement dans différents contextes, tels que l'aérodynamique, l'hydraulique ou encore la météorologie.

Dans le cadre de cette recherche, nous avons adopté l'approximation de Boussinesq [32] simplifiée, qui repose sur les hypothèses suivantes :

- Le mouvement est incompressible, c'est-à-dire que la densité est constante ($\rho = \text{cte}$).
- Les variations de densité ne sont pas négligeables dans les forces de volume.
- Les variations de densité sont causées uniquement par les variations de température ($\rho = \rho(\Theta)$).
- Les propriétés physiques du fluide sont constantes.

Pour tenir compte de l'effet de la gravité, nous devons introduire un terme supplémentaire dans les équations de Navier-Stokes. Cela nécessite l'utilisation de l'approximation de Boussinesq, qui considère que les variations de masse volumique dépendent uniquement de la température, et sont décrites par l'équation :

$$\rho = \rho_0(1 + \beta \Delta\Theta) \quad (2.1)$$

Où ρ_0 : est la masse volumique de référence

β : est un coefficient de dilatation thermique constant

$\Delta\Theta$: est la différence de température par rapport à la température de référence Θ_0

$$\text{Avec} \quad \beta = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial \Theta} \right)_p < 0 \equiv \text{Constante} \quad (2.2)$$

$$\text{et} \quad \Delta\Theta = \Theta - \Theta_0 \quad (2.3)$$

Dans l'approximation classique, la masse volumique est considérée comme constante dans chacun des termes de l'équation de Navier-Stokes, sauf dans l'expression de la force de gravité.

2.3.1 Les équations du mouvement moyen :

Avant d'exposer le modèle RSM, il est légitime de se poser la question de la manière dont on parvient à établir les équations de Reynolds et pourquoi il est nécessaire de recourir à une modélisation. Dans ce contexte, l'accent est mis sur les écoulements incompressibles, ce qui implique la vérification de l'équation de continuité :

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.4)$$

Et les trois équations de quantité de mouvement :

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i \partial x_j} - 2\Omega \times u - \Omega(\Omega \times r) + \beta \Delta\Theta g_i \quad (2.5)$$

Les variables utilisées dans cette expression sont les composantes :

- La vitesse (u_i)
- La pression (p)
- La densité constante (ρ)
- La viscosité cinématique (ν)

L'équation de conservation d'énergie :

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} + u_j \frac{\partial \theta}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{v \partial \theta}{\text{Pr} \partial x_j} \right) \quad (2.6)$$

Deux forces additionnelles se manifestent dans le bilan de quantité de mouvement :

$$\text{La force de Coriolis, } f_c = -2\Omega \times u \quad (2.7)$$

$$\text{La force centrifuge, } f_e = -\Omega(\Omega \times r) \quad (2.8)$$

La présence de ces forces de Coriolis et centrifuges complique la prédiction des écoulements turbulents en rotation, car elles influencent tant le mouvement moyen que le champ turbulent, ce qui altère la structure et les caractéristiques de ces écoulements. La force centrifuge est dirigée radialement vers l'extérieur et dépend de la position du point où elle agit ainsi que de la vitesse angulaire Ω ; son intensité, $\|f_e\| = \Omega^2 r$, augmente avec l'augmentation de la vitesse angulaire. D'autre part, la force de Coriolis agit perpendiculairement au plan formé par Ω et u .

L'amplitude de la force centrifuge, représentée par $\|f\| = 2\Omega \|u\| \sin(\alpha)$ où α formé entre Ω et u , est plus importante lorsque l'angle α se rapproche de 90 degrés ($\alpha = \pm \frac{\pi}{2}$).

Pour décrire les grandeurs instantanées telles que la vitesse, la pression et la température, on les décompose en deux parties distinctes : une partie moyenne statistique en majuscule et une partie fluctuante en minuscule, comme le montrent les équations suivantes :

$$u_i = U_i + u'_i \quad (2.8)$$

$$p_i = P_i + p'_i \quad (2.9)$$

$$\theta = \Theta + \theta \quad (2.10)$$

En utilisant la méthode de décomposition de Reynolds pour la résolution de l'équation de continuité, on peut obtenir l'expression suivante pour le champ moyen en prenant la moyenne d'ensemble :

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.11)$$

En soustrayant cette équation à l'équation de continuité pour le mouvement instantané, on peut obtenir l'expression suivante pour les fluctuations de vitesse :

$$\frac{\partial u'_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.12)$$

Cela indique clairement que les quantités moyennes et fluctuantes doivent toutes deux satisfaire l'équation de continuité.

Les trois composantes de la vitesse moyenne sont données par :

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \overline{u'_j \frac{\partial u'_i}{\partial x_j}} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_i \partial x_j} + \beta \Omega \bar{\Theta} g_i - 2\varepsilon_{ijk} \Omega_j U_k \quad (2.13)$$

La condition d'incompressibilité sur les fluctuations implique que : $\overline{u'_j \frac{\partial u'_i}{\partial x_j}} = \overline{u'_j \frac{\partial u'_i u'_j}{\partial x_j}}$

On définit alors le tenseur de Reynolds par :

$$R_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j} \quad (2.14)$$

Finalement les équations moyennées s'écrivent :

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\tau}_{ij} + R_{ij}) + \beta \Delta \bar{\Theta} g_i - 2\varepsilon_{ijk} \Omega_j U_i \quad (2.15)$$

$$\text{Avec } \bar{\tau}_{ij} = \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.16)$$

$$\frac{\partial \bar{\Theta}}{\partial t} + U_j \frac{\partial \bar{\Theta}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{v}{Pr} \frac{\partial \bar{\Theta}}{\partial x_j} - \overline{u'\theta} \right) \quad (2.17)$$

Il est clair que dans cette forme, les équations du champ moyen de vitesse diffèrent de celles du champ instantané, car un nouveau terme lié à l'impact du champ fluctuant apparaît dans ces équations.

$$R_{ij} = -\rho \begin{bmatrix} \overline{u'u'} & \overline{u'v'} & \overline{u'w'} \\ \overline{u'v'} & \overline{v'v'} & \overline{v'w'} \\ \overline{u'w'} & \overline{v'w'} & \overline{w'w'} \end{bmatrix} \quad (2.18)$$

L'utilisation de ce tenseur engendre l'introduction de six inconnues additionnelles, ce qui pose un problème de fermeture du système. Ainsi, les modèles de turbulence ont pour objectif de proposer des lois phénoménologiques (soit algébriques soit différentielles) afin de résoudre cette problématique de fermeture.

2.3.2 Classification des modèles de turbulence :

En général, il existe deux catégories principales de modèles de turbulence :

- Les modèles de premier ordre à viscosité turbulente, basés sur l'hypothèse de Boussinesq (qui sera expliquée plus tard) et qui modélisent les tensions de Reynolds directement à travers la viscosité turbulente.
- Les modèles de second ordre qui calculent les tensions de Reynolds directement en modélisant les moments d'ordre supérieur.

Pour les modèles de premier ordre, la classification se fait en fonction du nombre d'équations d'évolution supplémentaires du modèle, qui peut être soit nulle (modèle de longueur de mélange), une seule équation (modèle de l'énergie cinétique turbulente k), ou deux équations (modèles k-ε, k-ω, etc.).

Le choix du modèle de turbulence doit être effectué en fonction des informations que l'on souhaite obtenir à partir de la simulation, étant donné que la qualité des résultats est étroitement liée au modèle utilisé.

2.3.2.1 L'hypothèse de Boussinesq : concept de la viscosité turbulente :

En 1897, Boussinesq a suggéré une relation entre le tenseur de Reynolds et le champ moyen de vitesse, à travers :

$$R_{ij} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial U_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (2.19)$$

$$\text{Avec : } \mu_t = \rho c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.20)$$

μ_t : la viscosité turbulente

L'objectif de la modélisation de la turbulence est d'établir une relation entre μ_t et les autres variables inconnues du problème pour clore le système d'équations à résoudre. Il convient de souligner que le dernier terme du membre de droite est équivalent à la divergence de \bar{U} , qui s'annule pour un fluide incompressible, ce qui entraîne que R_{ij} peut être exprimé comme suit :

$$R_{ij} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.21)$$

2.3.3 Les équations de transport des tensions de Reynolds :

Les équations de transport des tensions de Reynolds sont dérivées à partir des équations des vitesses fluctuantes. En soustrayant les équations de quantité de mouvement instantanées des équations de quantité de mouvement moyenne, nous pouvons obtenir les équations de transport pour les fluctuations des tensions de Reynolds.

$$\frac{\partial u'_t}{\partial t} + U_j \frac{\partial u'_t}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau'_{ij} + R_{ij}) + \beta \Delta \bar{\theta} g_i \quad (2.22)$$

$$\text{Avec } \tau'_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.23)$$

En effectuant le produit scalaire de chaque équation de transport des fluctuations avec les fluctuations, puis en prenant la moyenne définie précédemment, nous obtenons les équations de transport des contraintes ou tensions de Reynolds.

$$\frac{\partial R_{ij}}{\partial t} + C_{ij} = D_{Tij} + D_{Lij} + P_{ij} + G_{ij} + \phi_{ij} + F_{ij} - \varepsilon_{ij} \quad (2.24)$$

$$\text{Avec } C_{ij} = \frac{\partial (\overline{\rho u'_i u'_j})}{\partial x_k} \quad (2.25)$$

$$D_{Tij} = -\frac{\partial}{\partial x_k} \left[\overline{\rho u'_i u'_j u'_k} + P' (\delta_{kj} u'_i + \delta_{ik} u'_j) \right] \quad (2.26)$$

$$D_{Lij} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\mu \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{u'_i u'_j}) \right] \quad (2.27)$$

$$P_{ij} = -\rho \left(\overline{u'_i u'_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \overline{u'_j u'_k} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right) \quad (2.28)$$

$$G_{ij} = -\rho \beta \left(g_{iu'_j \theta} + g_{ju'_i \theta} \right) \quad (2.29)$$

$$\phi_{ij} = P' \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.30)$$

$$\varepsilon_{ij} = -2\mu \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \frac{\partial u'_j}{\partial x_k} \quad (2.31)$$

$$G_{ij} = -\rho \beta \left(g_{iu'_j \theta} + g_{ju'_i \theta} \right) \quad (2.32)$$

Où

Ω_{ij} : Les composantes de vecteur rotation Ω et ϵ_{ikm} le tenseur de permutation.

C_{ij} : Taux de variation temporelle et convective.

D_{Tij} : Terme de diffusion due à la convection moyenne liée au mouvement d'agitation

Et à l'action des fluctuations de pression.

D_{Lij} : Terme de diffusion due à la viscosité du fluide.

P_{ij} : Terme de production résultant du travail des contraintes de Reynolds soumis aux Gradients de vitesse moyenne.

G_{ij} : Terme supplémentaire dû à la gravité, qui représente la production ou destruction par effet de flottabilité.

ϕ_{ij} : Terme de redistribution par les fluctuations de pression de l'énergie cinétique suivant les composantes de la vitesse.

ϵ_{ij} : Terme de dissipation visqueuse.

L'effet de l'accélération de Coriolis est illustré par le terme supplémentaire F_{ij} ce qui souligne que seule la force de Coriolis a un impact direct sur le champ fluctuant. En revanche, la force centrifuge n'intervient pas dans le bilan de la vitesse fluctuante.

Le terme F_{ij} représente la redistribution de l'énergie turbulente entre les différentes composantes.

Le terme de production de Coriolis est donc responsable de la redistribution de l'énergie turbulente au sein du tenseur de Reynolds. Cependant, il ne modifie pas la quantité totale de cette énergie, ce qui implique que l'équation de transport de l'énergie cinétique turbulente reste inchangée. Cela s'explique par le fait que, comme nous l'avons vu dans le paragraphe précédent, la force de Coriolis n'effectue aucun travail.

L'équation (2.24) ne résout pas le problème de fermeture car elle introduit d'autres corrélations d'ordre supérieur.

La fermeture au second ordre se concentre uniquement sur l'utilisation d'équations pour les corrélations d'ordre deux et vise à représenter les corrélations inconnues de ces équations.

2.3.4 Modèles de fermetures :

La modélisation de la turbulence est un sujet de recherche largement exploré, et ses applications pratiques couvrent divers domaines. Depuis les travaux pionniers de Boussinesq et Prandtl [1975], de nombreux modèles ont été proposés. Les développements récents introduisent des modèles de transport basés sur les tenseurs de Reynolds, dont les coefficients dépendent des paramètres d'anisotropie et utilisent des approximations d'ordre supérieur pour les corrélations de pression. Ces modèles permettent de décrire des états de turbulence "extrêmes" caractérisés par de fortes anisotropies.

Pour modéliser un écoulement turbulent, la modélisation turbulente repose essentiellement sur l'utilisation d'une série d'équations mathématiques pour expliquer le mélange et la diffusion accrues dus aux fluctuations turbulentes. Les modèles de turbulence permettent de prédire les inconnues fondamentales, telles que les contraintes de Reynolds.

Le choix d'un modèle de turbulence dépend de plusieurs considérations, telles que la physique impliquée dans l'écoulement, le niveau de précision requis, les ressources de calcul disponibles et la durée de la simulation. Pour choisir le modèle le plus approprié pour une application donnée, il est nécessaire de comprendre les capacités et les limitations des différentes options disponibles.

ANSYS Fluent propose les options suivantes de modèles de turbulence :

- Les modèles (k- ϵ) (Standard, RNG, Réalisable)

- Le modèle k - ω SST (Shear Stress Transport ou Transport d'effort de cisaillement)
- Modèle algébrique (RSM) (Algebraic Stress Model)

2.3.5 Le modèle k- ε :

Le modèle k- ε est l'un des modèles de turbulence les plus largement utilisés en mécanique des fluides numérique. Il est utilisé pour simuler et prédire les caractéristiques du flux turbulent, telles que la turbulence de l'écoulement, la dissipation d'énergie et les échelles de tourbillons.

2.3.5.1 Equation de l'énergie cinétique :

Pour mieux décrire les caractéristiques de la turbulence, nous allons développer une équation qui modélise le transport de l'énergie cinétique turbulente moyenne. En effectuant la trace (avec l'indice $i = j$) dans l'équation 2.24

L'énergie cinétique turbulente est calculée en prenant la moitié de la somme des composantes normales des tensions de Reynolds, c'est-à-dire :

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i} \quad (2.35)$$

Dans cette expression, $\overline{u'_i}$ représente les fluctuations de vitesse turbulente dans la direction i .

$$k = \frac{1}{2} (\overline{u'^2 + v'^2 + w'^2}) \quad (2.36)$$

Nous déduisons alors l'équation de transport de l'énergie cinétique turbulente :

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = -\overline{u'_j u'_i} \frac{\partial U_j}{\partial x_i} - \frac{1}{2} \frac{\partial \overline{u'_j u'_j u'_i}}{\partial x_i} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{u'_i p'}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 k}{\partial x_i \partial x_i} - \nu \frac{\partial \overline{u'_j \partial u'_j}}{\partial x_i \partial x_i} \quad (2.37)$$

$$C_k = U_i \frac{\partial k}{\partial x_i} \quad (2.38)$$

$$P_k = \overline{u'_i u'_i} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \quad (2.39)$$

$$D_k = -\frac{\partial}{\partial x_i} \left[\overline{u'_i \left(\frac{p'}{\rho} + \frac{1}{2} u'_j u'_j \right)} \right] - \nu \frac{\partial k}{\partial x_i} \quad (2.40)$$

On déduit l'équation modélisée de l'énergie cinétique turbulente :

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + \nu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \varepsilon \quad (2.41)$$

Finalement en remplaçant ν_t par sa valeur en fonction de k et de ε on obtient :

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\nu + \frac{C_\mu k^2}{\sigma_k \varepsilon} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + C_\mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \varepsilon \quad (2.42)$$

2.3.6 Modèle k - ω :

Le modèle k - ω est basé sur les travaux de Kolmogorov en 1942 et consiste en deux équations de transport. La première équation concerne l'énergie cinétique turbulente k et repose sur une équation de transport spécifique. La deuxième équation concerne la fréquence caractéristique de la turbulence ω , qui est l'inverse d'une échelle de temps. En d'autres termes, ω représente l'échelle de temps caractéristique de la dissipation de l'énergie cinétique k. Une manière alternative de visualiser ω est comme le rapport ε/k , où ε

est un paramètre supplémentaire. Depuis sa proposition initiale, ce modèle a connu de nombreuses améliorations qui ont conduit aux deux équations de transport suivantes :

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_{k1}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \nu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \beta^* k \omega \quad (2.43)$$

Où ν_t représente la viscosité cinématique turbulente qui s'exprime en fonction de k et ω par :

$$\nu_t = \frac{k}{\omega} \quad (2.44)$$

Dans cette équation, on observe une similarité avec l'équation de transport de \mathbf{k} dans le modèle $k-\epsilon$. Au côté droit de l'équation, on retrouve un terme de diffusion moléculaire et turbulente, suivi d'un terme de production, et enfin, un terme de dissipation de \mathbf{k} . Toutefois, il reste deux nouvelles constantes à déterminer dans cette équation : σ^* et β^* .

L'équation pour ω est donnée par :

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_{\omega 1}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \frac{\omega}{K} \nu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \beta \omega^2 \quad (2.45)$$

Les différents coefficients et constantes apparaissant dans ce modèle sont présentés dans le tableau suivant :

Tableau 3 : les différents coefficients apparaissant dans le modèle $k-\omega$

$\alpha = \frac{13}{25}$	$\beta = \beta_0 f_\beta$	$\beta^* = \beta_0^* f_{\beta^*}$	$\sigma_{\omega 1} = 2$
$\sigma_{k1} = 2$	$\beta = \frac{9}{125}$	$\beta_0^* = \frac{9}{100}$	
$f_\beta = \frac{1+70X_\omega}{1+80X_\omega}$		$X_\omega = \left \frac{\Omega_{is} \Omega_{sj} S_{ji}}{(\beta_0^* \omega)^3} \right $	
$\Omega_{is} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_s} - \frac{\partial U_s}{\partial x_i} \right)$		$S_{is} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_s} + \frac{\partial U_s}{\partial x_i} \right)$	
$f_{\beta^*} = \begin{cases} 1 & \text{si } X_j \leq 0 \\ \frac{1+680X_j^2}{1+400X_j^2} & \text{si } X_j > 0 \end{cases}$		$X_K = \frac{1}{\omega^3} \frac{\partial K}{\partial X_s} \frac{\partial \omega}{\partial X_s}$	

2.3.7 Le modèle $k - \omega$ SST (Shear Stress Transport ou Transport d'effort de cisaillement) :

Utilisé pour modéliser la turbulence dans les écoulements fluides. Il s'agit d'une approche améliorée du modèle $k - \omega$ qui intègre la prise en compte des contraintes de cisaillement. Le modèle SST combine les avantages du modèle $k - \omega$ et du modèle $k - \epsilon$ pour mieux capturer les caractéristiques de la turbulence dans différentes conditions d'écoulement. Il est largement utilisé dans les simulations numériques pour prédire les flux turbulents avec une plus grande précision

Ce modèle a été développé par Menter [45] en se basant sur le modèle $k-\omega$ standard. Il combine la formulation du modèle $k-\omega$ près de la paroi avec le modèle $k-\epsilon$ dans la région centrale de l'écoulement. Une

fonction de transition est utilisée pour relier les deux formulations. Le modèle SST est défini par l'équation suivante :

$$SST = F(k_1 - \omega) + (1 - F)(k_1 - \varepsilon) \quad (2.46)$$

La fonction F varie de 0 au centre de l'écoulement à 1 près de la paroi. L'idée derrière ce modèle est d'utiliser les bonnes caractéristiques du modèle k- ω en présence d'un gradient de pression adverse, tout en évitant les inconvénients d'un modèle sensible aux valeurs de ω dans l'écoulement libre.

Pour formuler correctement ce problème, les équations du modèle k- ε sont réécrites en fonction de la fréquence turbulente, puis modifiées pour tenir compte du transport des contraintes de cisaillement.

- Transport d'énergie cinétique turbulente :

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_{k3}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \nu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \beta^* k \omega \quad (2.47)$$

- Transport de la fréquence turbulent, modèle SST :

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \frac{\omega}{k} \nu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \beta_3 \omega^2 + 2 \frac{(1-F_1)}{\sigma_{\omega 2}} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (2.48)$$

Les coefficients du modèle (K - ω) et du modèle (K - ε) sont donnée par le tableau :

Tableau 5 : les coefficients du modèle (k- ω) et du modèle (k- ε)

k- ω	σ_{K1}	$\sigma_{\omega 1}$	β_1	β^*
	1,176	2,0	0,075	0,09
k- ε	σ_{K2}	$\sigma_{\omega 2}$	β_2	β^*
	2,0	1,168	0,0828	0,09

2.4 Modèle algébrique (ASM) (Algebraic Stress Model) :

Le modèle algébrique (ASM) (Algebraic Stress Model) est une approche qui permet de prédire les contraintes de cisaillement turbulentes dans les écoulements fluides. Contrairement aux modèles de turbulence basés sur les équations de transport, l'ASM utilise des équations algébriques pour estimer directement les contraintes de cisaillement à partir des variables moyennées du flux.

En utilisant les équations de tensions de Reynolds, il est possible de simplifier le système en un modèle algébrique plus facile à résoudre, tout en préservant les caractéristiques essentielles des équations d'origine. En effet, les gradients des tensions de Reynolds dans l'équation (2.24) sont remplacés par des modèles appropriés. Launder (1982) a formulé la proposition suivante :

$$C_{ij} = D_k \left[\left(1 + \alpha \right) \frac{\overline{u'_i u'_j}}{k} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \alpha \right] \quad (2.48)$$

Et

$$D_{ij} = D_k \left[\left(1 + \beta \right) \frac{\overline{u'_i u'_j}}{k} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \beta \right] \quad (2.49)$$

Avec α et β sont des constantes empiriques de valeurs 0,3 et -0,8 respectivement

Les équations de tension de Reynolds équation (2.24) peuvent être modélisées de la manière suivante, en utilisant une approche algébrique basée sur les composantes de fluctuation du champ de vitesse (u'_i et u'_j) :

$$C_k \left[(1 + \alpha) \frac{\overline{u'_i u'_j}}{k} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \alpha \right] = D_k \left[(1 + \beta) \frac{\overline{u'_i u'_j}}{k} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \beta \right] + P_{ij} + G_{ij} + \phi_{ij} + F_{ij} - \frac{2}{3} \varepsilon \delta_{ij} \quad (2.50)$$

Lorsque l'on effectue la substitution des termes modélisés dans l'équation de tension de Reynolds (équation 2.24), on obtient l'équation suivante :

$$C_k \left[(1 + \alpha) \frac{\overline{u'_i u'_j}}{k} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \alpha \right] = D_k \left[(1 + \beta) \frac{\overline{u'_i u'_j}}{k} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \beta \right] + P_{ij} + G_{ij} + \phi_{ij}^{(1)} + \phi_{ij}^{(2)} + \phi_{ij}^{(w)} + F_{ij} - \frac{2}{3} \varepsilon \delta_{ij} \quad (2.51)$$

Après avoir effectué quelques simplifications algébriques, le modèle algébrique en présence de la rotation s'exprime de la manière suivante :

$$C_k \left[(1 + \alpha) \frac{\overline{u'_i u'_j}}{k} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \alpha \right] = D_k \left[(1 + \beta) \frac{\overline{u'_i u'_j}}{k} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \beta \right] + P_{ij} + G_{ij} + \phi_{ij}^{(1)} + \phi_{ij}^{(2)} + \phi_{ij}^{(w)} + F_{ij} - \frac{2}{3} \varepsilon \delta_{ij} \quad (2.52)$$

Après quelques simplifications algébriques le modèle algébrique en présence de la rotation s'écrit :

$$(1 - C_2) \left(P_{ij}^0 - \frac{2}{3} P^0 \delta_{ij} \right) + \phi_{ij}^{(w)} = r_1 \frac{\varepsilon}{K} \left(\overline{u'_i u'_j} - \frac{2}{3} K \delta_{ij} \right) \quad (2.53)$$

Avec
(2.54)

$$P_{ij}^0 = P_{ij} + \frac{F_{ij}}{2} + G_{ij}$$

$$r_1 = C_1 + (1 + \alpha)(\lambda + x - 1) + (\alpha - \vartheta)\Lambda \quad (2.56)$$

$$\text{Où} \quad \lambda = \frac{P}{\varepsilon} \quad ; \quad x = \frac{G}{\varepsilon} \quad ; \quad \Lambda = \frac{D}{\varepsilon}$$

2.4.1 Équations gouvernantes :

Les équations fondamentales sont formulées sous forme différentielle, dérivées en prenant en compte un volume de contrôle infinitésimalement petit fixe. Ces équations de conservation, comprenant la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie, sont des équations aux dérivées partielles non linéaires. Les analyses différentielles des écoulements de fluides et des transferts de chaleur nécessitent l'utilisation de codes de calcul numérique tels que ANSYS FLUENT, ANSYS CFX, OpenFOAM, STAR-CCM+ et d'autres pour être résolues de manière numérique.

- **Conservation de la masse :**

L'équation de conservation de la masse exprime le taux de variation de masse à l'intérieur d'un élément de fluide. Elle est équivalente au flux net de masse entrant ou sortant de l'élément fluide et peut être formulée comme suit :

$$\frac{\partial v}{\partial r} + \frac{v}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial \theta} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (2.57)$$

- **Conservation de quantité de mouvement :**

La conservation de la quantité de mouvement est une équation fondamentale qui décrit la relation entre les forces appliquées sur un élément de fluide et son changement de mouvement. Elle est basée sur le principe de conservation de la quantité de mouvement et s'exprime mathématiquement par une équation de conservation.

La relation suivante représente l'équation de conservation de la quantité de mouvement en l'absence de forces de volume :

– Selon la coordonnée azimutale :

$$v \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{u}{r} \frac{\partial v}{\partial \theta} - \frac{u^2}{r} + W \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + v \left(\frac{\partial^2 v}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial r} - \frac{v}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial u}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (2.58)$$

– Selon la coordonnée radiale :

$$v \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{u}{r} \frac{\partial u}{\partial \theta} + W \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{uv}{r} = -\frac{1}{\rho r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + v \left(\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} - \frac{u}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u}{\partial \theta^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial v}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (2.59)$$

– Selon la coordonnée axiale :

$$v \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{u}{r} \frac{\partial w}{\partial \theta} + W \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + v \left(\frac{\partial^2 w}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + S_z \quad (2.60)$$

• **Équation de conservation d'énergie :**

L'expression suivante représente l'équation de conservation de l'énergie pour un écoulement compressible :

$$\rho c_p \left(v \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{u}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + W \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (2.61)$$

Où : u , v , w représentent respectivement les composantes radiale, tangentielle, axiale du vecteur vitesse.

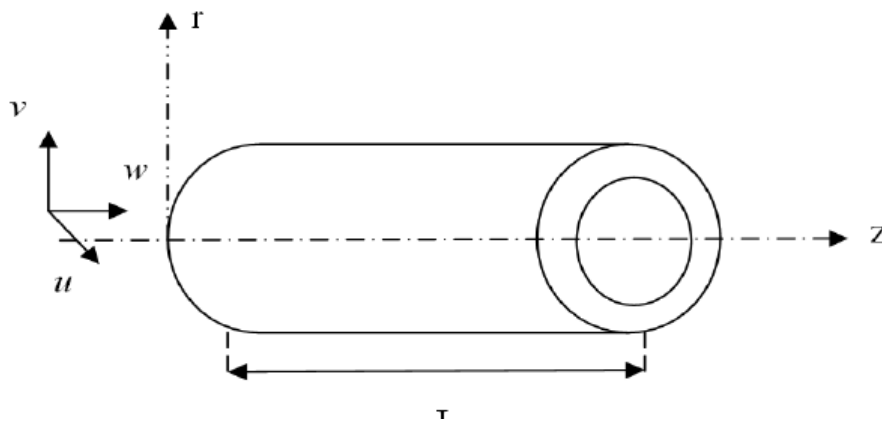


Figure 2-1 : Domaine d'étude des deux cylindres concentriques en entrefer lisse

• **Equation de la température :**

L'équation de conservation de la température est une équation fondamentale qui décrit le taux de variation de la température dans un fluide. Elle est basée sur le principe de conservation de l'énergie et s'exprime mathématiquement par une équation de conservation.

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} + V \frac{\partial \theta}{\partial r} + \left[\frac{W}{r} \frac{\partial \theta}{\partial \theta} \right] + W \frac{\partial \theta}{\partial x} = \frac{1}{r} \frac{\partial r f_{\theta r}}{\partial r} - \left[\frac{\partial f_{\theta \theta}}{\partial \theta} \right] - \frac{\partial f_{\theta x}}{\partial x} \quad (2.62)$$

Avec :

$$\begin{aligned} f_{\theta r} &= F_{\theta r} - \frac{v}{P_r} \frac{\partial \theta}{\partial r} & f_{\theta r} &= -C_\theta \frac{k}{\epsilon} \left(R_{rr} \frac{\partial \theta}{\partial r} + \left[R_{r\theta} \frac{1}{r} \frac{\partial \theta}{\partial \theta} \right] + R_{xx} \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) \\ f_{\theta \theta} &= F_{\theta \theta} - \frac{v}{P_r} \frac{\partial \theta}{\partial \theta} & f_{\theta \theta} &= -C_\theta \frac{k}{\epsilon} \left(R_{\theta r} \frac{\partial \theta}{\partial r} + \left[R_{\theta \theta} \frac{1}{r} \frac{\partial \theta}{\partial \theta} \right] + \right. \\ & R_{\theta x} \frac{\partial \theta}{\partial x} \left. \right) \\ f_{\theta x} &= F_{\theta x} - \frac{v}{P_r} \frac{\partial \theta}{\partial x} & f_{\theta x} &= -C_\theta \frac{k}{\epsilon} \left(R_{xr} \frac{\partial \theta}{\partial r} + \left[R_{x\theta} \frac{1}{r} \frac{\partial \theta}{\partial \theta} \right] + R_{xx} \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) \end{aligned}$$

- **Equation énergie cinétique :**

$$\frac{\partial K}{\partial t} + V \frac{\partial K}{\partial r} + \left[\frac{W}{r} \frac{\partial K}{\partial \theta} \right] + W \frac{\partial K}{\partial x} = \text{Sources} (K) - \text{Puits} (K) - \frac{1}{r} \frac{\partial r \zeta_r}{\partial r} - \left[\frac{1}{r} \frac{\partial \zeta_\theta}{\partial \theta} \right] - \frac{\partial \zeta_x}{\partial x} \quad (2.64)$$

Avec :

$$\begin{aligned} \zeta_r &= -C_k \frac{K}{\epsilon} \left(R_{rr} \frac{\partial K}{\partial r} + \left[R_{r\theta} \frac{1}{r} \frac{\partial K}{\partial \theta} \right] + R_{rx} \frac{\partial K}{\partial x} \right) & \zeta_\theta &= -C_k \frac{K}{\epsilon} \left(R_{\theta r} \frac{\partial K}{\partial r} + \left[R_{\theta \theta} \frac{1}{r} \frac{\partial K}{\partial \theta} \right] + R_{\theta x} \frac{\partial K}{\partial x} \right) \\ \zeta_x &= -C_k \frac{K}{\epsilon} \left(R_{xr} \frac{\partial K}{\partial r} + \left[R_{x\theta} \frac{1}{r} \frac{\partial K}{\partial \theta} \right] + R_{xx} \frac{\partial K}{\partial x} \right) \end{aligned}$$

- **Equation du taux de dissipation de l'énergie cinétique :**

$$\frac{\partial \epsilon}{\partial t} + V \frac{\partial \epsilon}{\partial r} + \left[\frac{W}{r} \frac{\partial \epsilon}{\partial \theta} \right] + W \frac{\partial \epsilon}{\partial x} = \text{Source} (\epsilon) - \text{Puits} (\epsilon) - \frac{1}{r} \frac{\partial r \vartheta_r}{\partial r} - \left[\frac{1}{r} \frac{\partial \vartheta_\theta}{\partial \theta} \right] - \frac{\partial \vartheta_x}{\partial x} \quad (2.65)$$

Avec :

$$\begin{aligned} \vartheta_r &= -C_k \frac{K}{\epsilon} \left(R_{rr} \frac{\partial \epsilon}{\partial r} + \left[R_{r\theta} \frac{1}{r} \frac{\partial \epsilon}{\partial \theta} \right] + R_{rx} \frac{\partial \epsilon}{\partial x} \right) & \vartheta_\theta &= -C_k \frac{K}{\epsilon} \left(R_{\theta r} \frac{\partial \epsilon}{\partial r} + \left[R_{\theta \theta} \frac{1}{r} \frac{\partial \epsilon}{\partial \theta} \right] + R_{\theta x} \frac{\partial \epsilon}{\partial x} \right) \\ \vartheta_x &= -C_k \frac{K}{\epsilon} \left(R_{xr} \frac{\partial \epsilon}{\partial r} + \left[R_{x\theta} \frac{1}{r} \frac{\partial \epsilon}{\partial \theta} \right] + R_{xx} \frac{\partial \epsilon}{\partial x} \right) \end{aligned}$$

2.5 Modélisation près des parois :

La modélisation de la turbulence en couche limite bi et tridimensionnelle rencontre une grande difficulté liée au traitement de la zone proche de la paroi. En effet, les modèles de turbulence mentionnés précédemment ne sont valables que loin de la paroi. Dans le cas de la couche limite bidimensionnelle, différentes techniques sont envisagées, telles que les modèles à faible nombre de Reynolds et la loi de paroi.

La zone proche de la paroi peut être divisée en trois parties en fonction de l'influence de la viscosité moléculaire. Cette division est généralement applicable à tous les écoulements pariétaux, comme illustré dans la figure. De plus, on peut considérer que le frottement total, défini par l'expression : $\tau_{tot} = \mu \frac{\partial U}{\partial y} - \overline{\rho u'v'}$,

est constant dans toute la zone proche de la paroi.

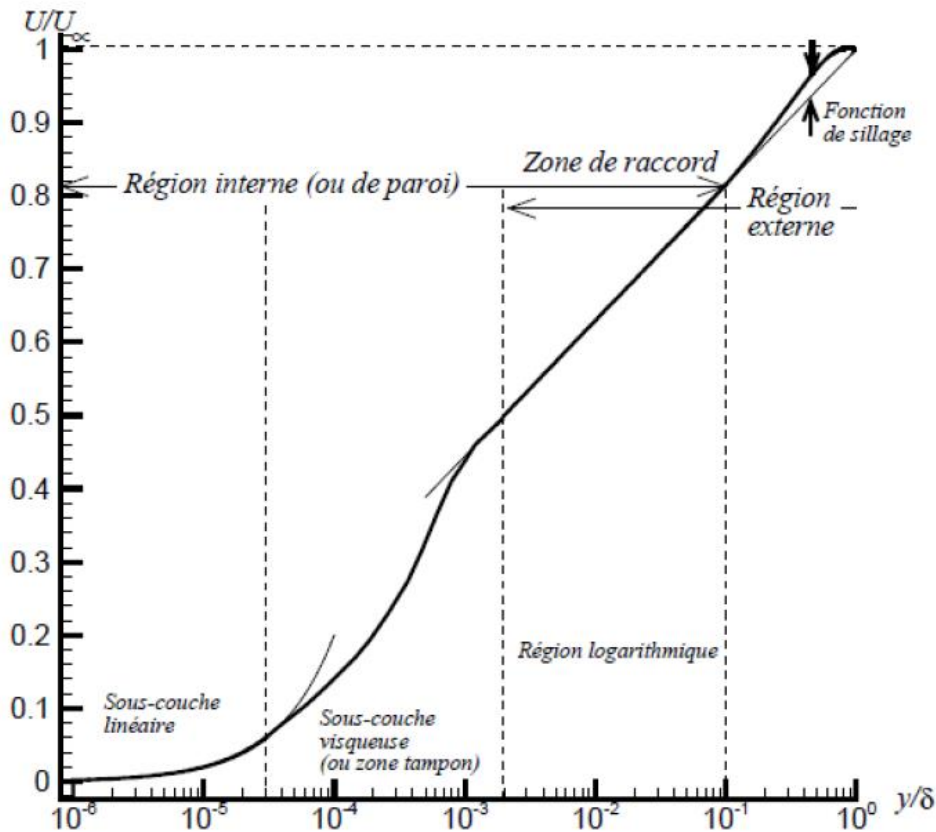


Figure 2-2: Profil des vitesses dans la couche limite

2.5.1 La sous-couche linéaire :

À proximité immédiate de la paroi, il existe une zone où les effets de la turbulence sont négligeables et où les effets de la viscosité moléculaire prédominent. Les conditions d'adhérence à la paroi se traduisent par $U(y=0) = 0$ et $u' = v' = 0$. Dans cette zone, le frottement total peut être exprimé par :

$$\tau_{tot}(y = 0) = \tau_p \approx \mu \frac{\partial U}{\partial y_{y=0}} \tag{2.66}$$

Étant donné que le frottement total reste constant, on peut exprimer la vitesse moyenne de la manière suivante :

$$U(y) = y \frac{\tau_p}{\mu} \tag{2.67}$$

Ainsi, le profil de vitesse est linéaire en fonction de la distance à la paroi. En utilisant l'analyse dimensionnelle, on peut définir la vitesse de frottement à partir du frottement pariétal τ_p en utilisant la relation suivante :

$$u^* = \sqrt{\frac{\tau_p}{\rho}} \tag{2.68}$$

Ce qui permet d'introduire une vitesse adimensionnelle :

$$u^+ = \frac{U}{u^*} \tag{2.69}$$

Et une distance adimensionnelle :

$$y^+ = \frac{y}{y^*} \quad (2.70)$$

Où

$$y^* = \frac{v}{u^*} \quad (2.71)$$

La loi linéaire s'écrit simplement :

$$U^+ = y^+ \quad (2.72)$$

Les expériences montrent que cette loi linéaire est valable tant que $y^+ < 5$.

2.5.2 La zone tampon :

Dans cette région, les effets visqueux sont moins importants que le frottement turbulent mais ne peuvent pas être totalement négligés. Cette zone correspond à des valeurs de $5 \leq y^+ \leq 30$.

2.5.3 La zone logarithmique :

Une fois que l'on dépasse la zone tampon, le frottement est principalement dû à la turbulence, et la contribution de la viscosité moléculaire devient négligeable par rapport à la contrainte de cisaillement turbulent. Par conséquent, on peut écrire :

$$\tau_{tot} = -\rho \overline{u'v'} \quad (2.73)$$

On utilisant la vitesse de frottement définie précédemment, on peut exprimer la contrainte de Reynolds de la manière suivante :

$$-\overline{u'v'} = u^{*2} \quad (2.74)$$

Ainsi, la vitesse de frottement se manifeste comme une échelle caractéristique des variations de vitesse. Étant donné que la viscosité moléculaire n'intervient plus dans cette région, il est nécessaire de construire, par analyse dimensionnelle, une expression pour $\frac{\partial U}{\partial y}$ en utilisant les échelles déjà définies.

$$\frac{\partial U}{\partial y} = \frac{u^*}{Ky}$$

2.6 Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons abordé la modélisation de la turbulence en présence de rotation. La rotation introduit des forces de Coriolis et centrifuges qui compliquent l'estimation du champ moyen et turbulent. De plus, les travaux antérieurs ont clairement indiqué que l'utilisation de modèles plus avancés est nécessaire pour prédire avec précision la structure de l'écoulement et le transfert thermique dans ce contexte spécifique. Dans le chapitre suivant, nous exposerons la méthode employée dans la simulation, ainsi que les caractéristiques du domaine physique, y compris les diverses conditions aux limites.

3 Chapitre 3 : Approche numérique :

3.1 Introduction :

Actuellement, des avancées ont été réalisées dans le domaine des méthodes numériques et des modèles de turbulence afin de mieux appréhender le transfert thermique dans les machines tournantes. Cependant, ces méthodes sont encore au stade préliminaire étant donné la complexité de la modélisation de la turbulence dans ce type d'écoulement.

En outre, les équations qui régissent ce phénomène sont des équations différentielles aux dérivées partielles non linéaires, elliptiques et couplées. En raison de leur complexité, ces équations sont résolues à l'aide de méthodes numériques.

Dans notre étude, nous avons opté pour la méthode des volumes finis. Ce choix est justifié pour plusieurs raisons : premièrement, cette méthode garantit la conservation de la masse pour chaque volume de contrôle. De plus, elle est largement utilisée dans des logiciels commerciaux tels que FMUENT, FLOW3D, etc.

3.2 Principe de la méthode des volumes finis :

Spalding et Patankard [32] ont développé la méthode des volumes finis. Sa grande simplicité de mise en œuvre a fait qu'elle a connu un essor fulgurant depuis les années 1970-1980

La méthode des volumes finis consiste à intégrer les équations de conservation des différentes grandeurs physiques :

$$\frac{d}{dt}(\rho\phi) + \text{div}(\rho U\phi) = \text{div}(\Gamma_{\phi} \text{grad}\phi) + S_{\phi} \quad (3.1)$$

Où

f : Représente la grandeur à calculer (vitesse, pression...)

Γ : indique le coefficient de diffusion

Les équations sont reformulées de manière à être linéaires afin de pouvoir être résolues à l'aide d'une méthode matricielle. Chaque point de calcul ou nœud est entouré d'un volume élémentaire dans lequel les équations aux dérivées partielles seront intégrées. Pour deux points voisins, les volumes de contrôle respectifs doivent avoir un côté commun. Par conséquent, l'ensemble des volumes de contrôle couvre la totalité du domaine de calcul. Cette propriété fondamentale permet de mettre en évidence les propriétés de conservation des flux de chaleur.

Dans le cas d'un écoulement axisymétrique et en l'absence du terme source ϕS (où $\phi = T$), l'équation peut être exprimée comme suit :

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} \left[u\phi - \Gamma_{\phi} \frac{\partial \phi}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[v\phi - \Gamma_{\phi} \frac{\partial \phi}{\partial y} \right] = 0 \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{\partial J_x}{\partial x} + \frac{\partial J_y}{\partial y} = 0 \quad (3.3)$$

$$J_x = \left[u\phi - \Gamma_{\phi} \frac{\partial \phi}{\partial x} \right] \text{ et } J_y = \left[v\phi - \Gamma_{\phi} \frac{\partial \phi}{\partial y} \right]$$

Nous procéderons à son intégration à travers le volume de contrôle et par rapport au temps t .

$$\text{Soit : } \iiint_{swt_1}^{net_2} \frac{\partial \phi}{\partial t} dt dx dy + \iiint_{swt_1}^{net_2} \frac{\partial J_x}{\partial x} dx dy dt + \iiint_{swt_1}^{net_2} \frac{\partial J_y}{\partial y} dx dy dt = 0 \quad (3.4)$$

Lors de l'intégration de cette équation, nous supposons les conditions suivantes :

- À un instant donné, la température est uniforme à travers le volume de contrôle.
- Pour une valeur donnée de "x" ou de "y", le flux est uniforme le long de la face.
- Nous utilisons un schéma implicite afin d'assurer la stabilité du schéma dans le temps.

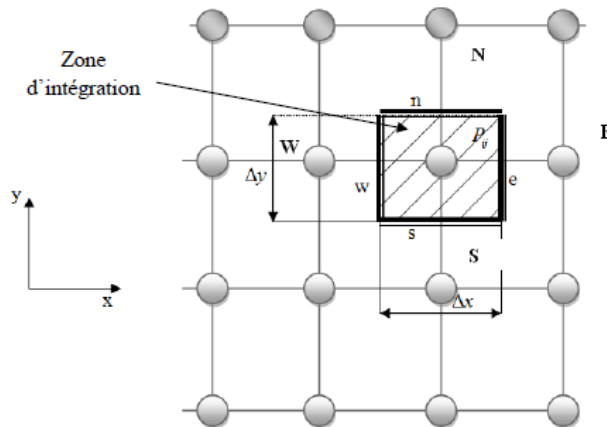


Figure 3-1 Volume de contrôle à travers lequel se fait l'intégration

Après intégration, on aboutit à :

$$[(\phi)_p - (\phi)_p^0] \Delta x \Delta y + \int_s^n (J_e - J_w) dy \Delta t + \int_w^e (J_n - J_s) dx \Delta t = 0 \quad (3.5)$$

Soit :

$$[(\phi)_p - (\phi)_p^0] \frac{\Delta V}{\Delta t} + (J_e - J_w) + (J_n - J_s) = 0 \quad (3.6)$$

ΔV : volume entourant le nœud P ($\Delta V = \Delta x \Delta y$)

$(\phi)_p$: Valeur au temps $t + \Delta t$

$(\phi)_p^0$: Valeur au temps t

3.3 Description du problème :

La section qui suit nous plonge dans la configuration générale du modèle que nous avons employé pour l'ensemble de nos simulations. Elle illustre la manière dont nous avons mis en œuvre ce modèle pour représenter une machine électrique dans le solveur de dynamique des fluides computationnelle (CFD) et présente une analyse approfondie de la résolution du maillage réalisée grâce au logiciel de calcul GAMBIT . Notre simulation a été exécutée au sein d'ANSYS Fluent 19.0.

La géométrie que nous avons adoptée se compose de deux cylindres coaxiaux d'une longueur de 100 mm. Le cylindre intérieur, en rotation, représente le rotor avec un diamètre de 71 mm, tandis que le cylindre extérieur fixe incarne le stator avec un diamètre de 75 mm. L'entrefer analysé, dans lequel les échanges thermiques ont été étudiés, possède une épaisseur e de 2 mm. Les dimensions du domaine ont été sélectionnées en prenant en compte les résultats d'une étude expérimentale menée par Kousa, qui portait sur le transfert thermique d'un fluide dans un espace annulaire aileté. Dans cette configuration, de l'air, agissant comme fluide caloporteur, pénètre avec une vitesse axiale spécifique et circule autour des ailettes ainsi qu'à l'intérieur de l'entrefer.

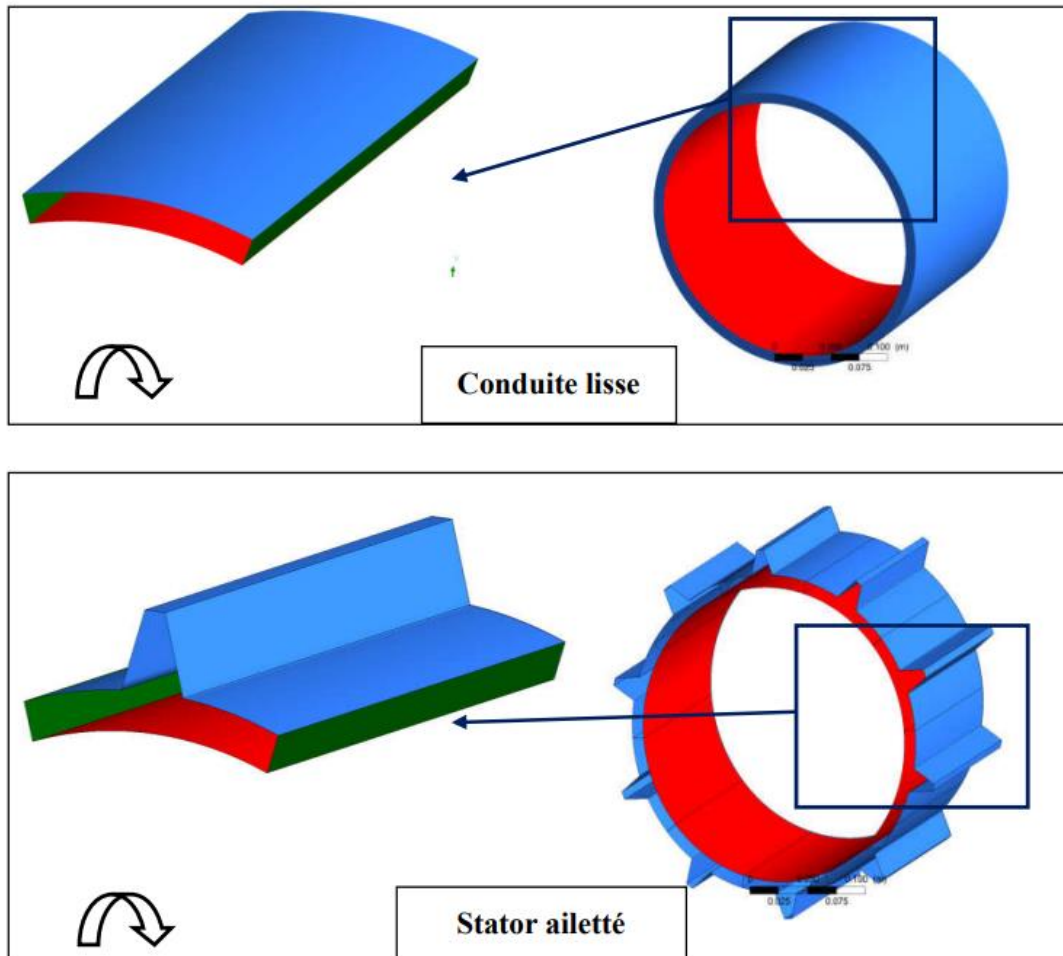


Figure 3-2: Schéma explicatif des deux configurations

La décision de choisir le concept de "stator aileté" parmi d'autres configurations possibles a été prise après des essais approfondis concernant les calculs numériques. Cette sélection s'est fondée sur des considérations relatives à l'optimisation de la performance de transfert thermique et à la cohérence avec nos objectifs d'étude.

3.4 Configurations géométriques et paramètres de contrôle

3.4.1 Paramètres de contrôle

Pour les trois configurations, le régime d'écoulement est contrôlé par 4 paramètres sans dimensions : le nombre de Reynolds axial Re_Q , le nombre de Reynolds de rotation Re_Ω , le rapport d'aspect de la cavité L et son rapport des rayons s définis ainsi :

$$Re_Q = \frac{2\bar{V}_z(R_0 - R_i)}{\nu}; \quad Re_\Omega = \frac{\Omega R_i(R_0 - R_i)}{\nu}; \quad L = \frac{R_0 - R_i}{h}; \quad s = \frac{R_i}{R_0}$$

où ν est la viscosité cinématique du fluide. Les valeurs des paramètres considérés sont données dans le Tableau 3.1. et le tableau

Tableau 6 : Paramètres de contrôle pour les configurations 1et 2 et de Kuosa et al. [4,5].

Case	A	B	C	D
L	20			
s	0.946			
Re_Q	11000	11000	11000	13800
Re_Ω	5570	10300	12266	5570
N	0.50	0.93	1.11	0.40

3.4.2 Configurations géométriques

Notre étude s'est focalisée sur deux configurations géométriques distinctes, partageant toutefois les mêmes conditions aux limites. Initialement, nous avons considéré des surfaces rotor-stator lisses, et ultérieurement, nous avons introduit une variante où la paroi du stator était ailetée le long du cylindre tandis que l'autre restait lisse. Nous avons mené quatre simulations pour chacune de ces configurations, en variant les vitesses d'entre les vitesses de rotation pour chaque cas.

3.4.2.1 Cas d'un entrefer lisse en 2D :

La configuration que nous avons adoptée pour cette étude repose sur un système composé de deux cylindres coaxiaux disposés horizontalement, chacun ayant une longueur h . Le cylindre intérieur présente un rayon R_i et est mis en rotation à un taux angulaire Ω , tandis que le cylindre extérieur, avec un rayon R_o , reste immobile. Dans cette configuration, de l'air est injecté radialement au niveau du stator.

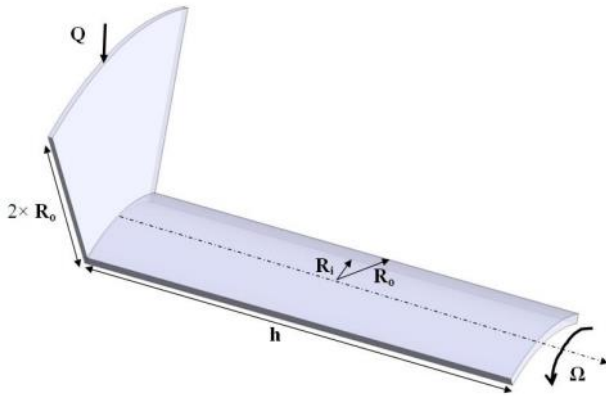


Figure 3-3: dimension de la configuration d'un entrefer lisse avec entrée radiale [37]

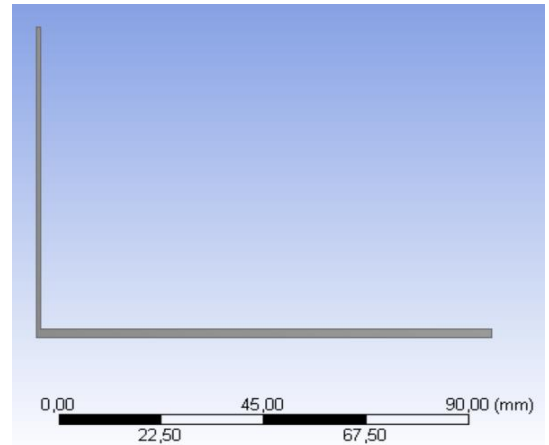


Figure 3-4: géométrie de l'entrefer lisse à l'aide de logiciel ansys fluent

3.4.1.1 Configuration entrefer rainurée en 3D :

La configuration spécifique que nous avons explorée, appelée "dispositif entrefer rainuré en 3D", est une représentation complexe d'un système rotor-stator au sein d'une machine électrique. Cette disposition met en évidence la présence de 36 rainures rectangulaires qui ont été intégrées de manière stratégique dans la structure. L'interaction entre le rotor et le stator, deux éléments fondamentaux de la machine électrique, est cruciale pour son fonctionnement.

L'une des caractéristiques clés de cette configuration est l'agencement des rainures rectangulaires. Ces rainures, au nombre de 36, sont réparties dans l'entrefer de la machine. Chacune de ces rainures possède des dimensions bien définies : elles ont une hauteur de 4 mm et une épaisseur de 2 mm. Cette géométrie spécifique influence considérablement les écoulements d'air et les transferts thermiques à l'intérieur de la

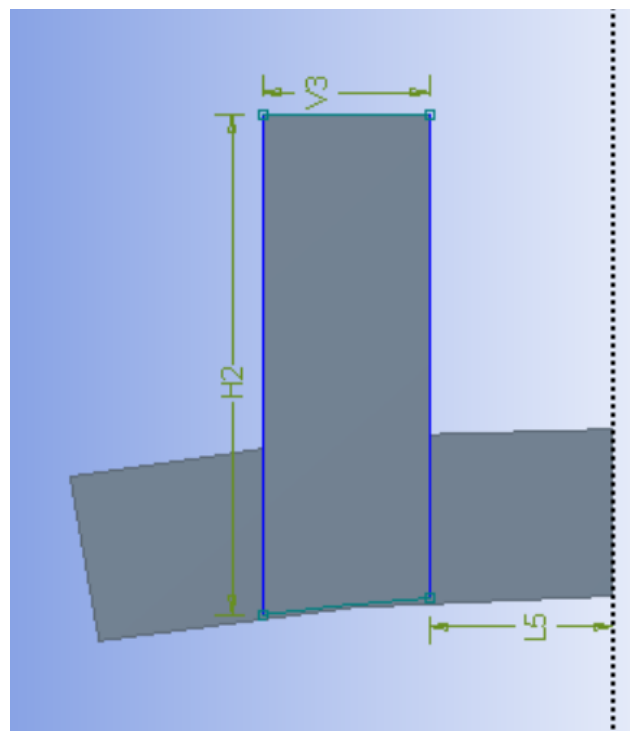


Figure 3-5: géométrie de l'entrefer rainurée à l'aide de logiciel ansys fluent

machine

3.5 Paramètres numériques :

Les calculs ont été réalisés pour l'ensemble des 4 configurations que nous avons étudiées, en utilisant deux modèles de turbulence distincts : le modèle $k-\omega$ SST et le modèle RSM. Ces choix de modèles sont déterminants pour obtenir une représentation précise des phénomènes turbulents à l'intérieur de l'entrefer de la machine électrique.

3.5.1 Maillage :

3.5.1.1 Entrefer lisse :

Dans l'ensemble des modèles étudiés, l'utilisation d'un maillage de dimensions 140×250 dans le plan (r,x) a conduit à des solutions indépendantes de la finesse du maillage.

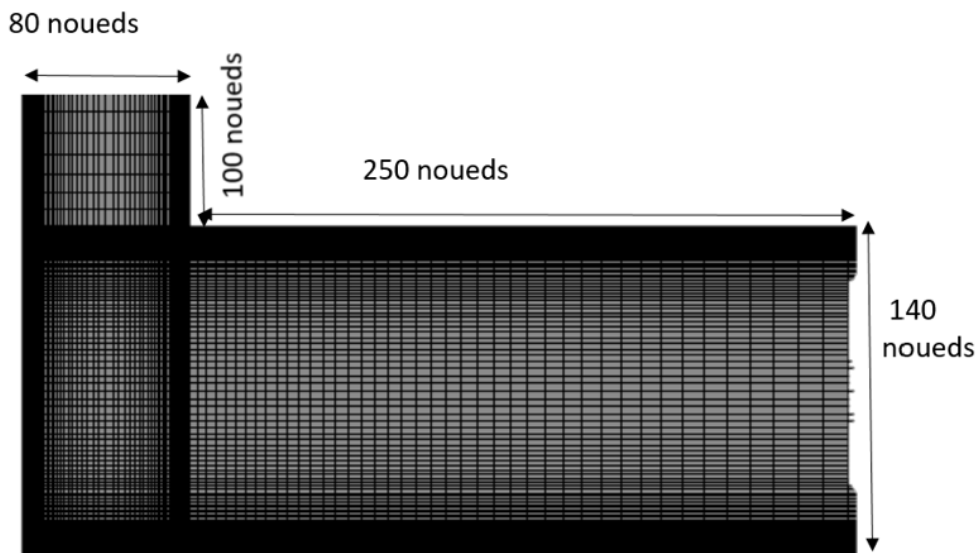


Figure 3-6: maillage de l'entrefer lisse à l'aide de logiciel ansys fluent

3.5.1. Entrefer rainuré :

Dans l'optique de simplifier les calculs, nous avons choisi de restreindre la taille du domaine géométrique à une périodicité de 10 degrés. Cette décision a été motivée par deux considérations majeures : premièrement, réduire le nombre de nœuds afin de rendre le maillage plus gérable, et deuxièmement, affiner le maillage dans la mesure du possible, tout en tenant compte des contraintes de performance de la machine, en termes de temps de calcul (CPU) et de mémoire (RAM).

Le maillage lui-même est de nature complexe, ce qui a nécessité une attention particulière lors de sa conception. Le logiciel Gambit a été employé pour créer le maillage ainsi que pour définir les frontières. Toutes les quatre configurations ont été simulées en utilisant le modèle de turbulence $k-\omega$ SST. Grâce à cette configuration de maillage, nous avons pu obtenir des résultats qui se sont avérés satisfaisants et cohérents par rapport aux données expérimentales, validant ainsi l'adéquation de notre approche et de notre maillage pour notre étude.

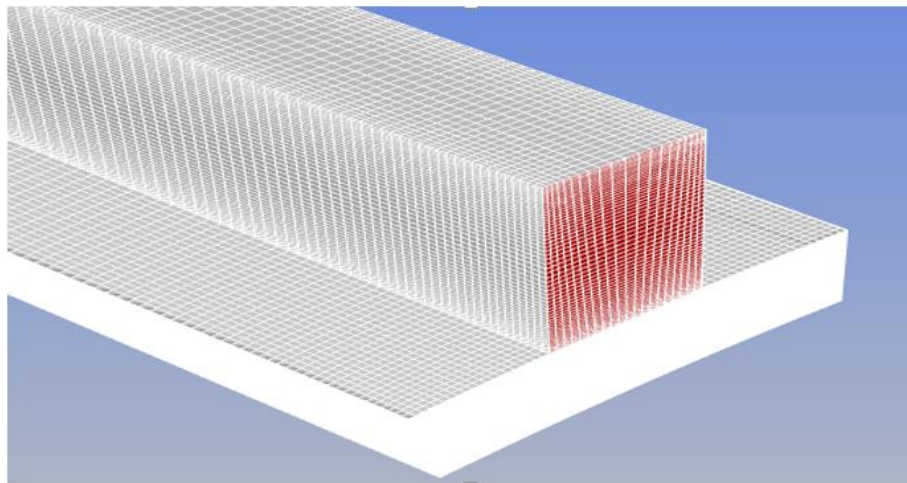


Figure 3-7: géométrie de l'entrefer rainuré à l'aide de logiciel ansys fluent

Construction de maillage :

La mise en place d'un maillage de qualité revêt une importance fondamentale pour assurer la précision et la fiabilité de nos simulations. Dans cette optique, nous avons soigneusement élaboré le maillage pour notre configuration d'entrefer rainuré, en tenant compte de chaque détail essentiel pour une représentation adéquate du domaine d'étude.

En observant de près les caractéristiques du maillage pour l'entrefer rainuré, nous pouvons constater une approche méthodique dans la répartition des nœuds de calcul à travers l'ensemble du domaine. La configuration du maillage a été adaptée aux spécificités du rotor et du stator, ainsi qu'à la géométrie des rainures. Chaque rainure a été prise en compte dans le maillage pour capturer les éventuels tourbillons et écoulements tourbillonnaires qui peuvent se former, influençant ainsi les transferts de chaleur et les performances fluidiques.

On trouve ci-joint tous les détails de la configuration de notre maillage d'entrefer rainuré

Tableau 7: Détail des maillages étudiés pour la configuration d'entrefer rainuré.

	Rotor	stator	Epaisseur	Rainure
--	-------	--------	-----------	---------

Nombres des nœuds	40	40	30	Largeur	Profondeur
				20	20

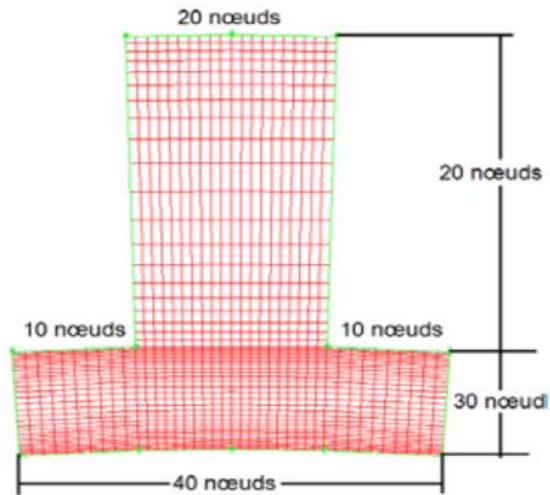


Figure 3-8: construction de maillage d'entrefer rainurée [38]

3.5.2 Conditions aux limites :

Une fois que la géométrie et le maillage du domaine physique étudié sont définis, nous procédons à la spécification des zones géométriques sur lesquelles les conditions aux limites seront appliquées. Les conditions aux limites sont choisies en fonction des besoins du modèle. Dans notre cas, les conditions d'entrée concernent la vitesse d'entrée et les conditions de sortie concernent la pression de sortie. Étant donné que toutes les équations qui décrivent un écoulement turbulent sont des équations aux dérivées partielles, il est essentiel de définir des conditions aux limites appropriées pour résoudre ces équations.

Dans notre étude l'écoulement turbulent, stationnaire et compressible, la première configuration est bidimensionnelle et la deuxième est tridimensionnelle. Les températures sur le rotor et le stator ont été fixées à 150°C et 100°C respectivement. L'air pénètre la cavité avec une température égale à la température ambiante 20°C. Le lecteur peut se référer aux travaux de Kuosa et al [4,5]. Les détails sur toutes les conditions aux limites peuvent être vus dans le tableau comme indiqué ci-dessous.

3.5.3 Solveur

Dans les trois configurations, pour les modèles $k-\omega$ SST et RSM, les calculs sont axisymétriques en régime stationnaire. Un schéma upwind du deuxième ordre a été utilisé pour discrétiser les équations de conservation (momentum) avec un algorithme SIMPLE pour le couplage vitesse-pression.

3.6 Conclusion :

La fluidique numérique, reconnue sous le sigle CFD (Computational Fluid Dynamics), s'est révélée être un outil puissant dans la modélisation des écoulements liquides et la compréhension des transferts thermiques au sein de systèmes complexes. Dans le cadre de ce projet, l'application de la CFD a permis une exploration approfondie des phénomènes de transfert thermique dans l'entrefer d'une machine électrique, jetant ainsi les bases d'une meilleure compréhension des interactions entre les fluides et les surfaces.

À travers les différentes phases de ce travail, nous avons formulé des modèles numériques basés sur les principes fondamentaux de la thermique et de la mécanique des fluides. Ces modèles ont été mis en œuvre grâce à la plateforme de simulation ANSYS Fluent 19.0, qui nous a permis de discrétiser les équations de conservation et d'obtenir des résultats numériques représentant les comportements réels des écoulements thermiques.

Dans la section précédente, nous avons exposé en détail les configurations géométriques étudiées, allant de l'entrefer lisse en 2D à l'entrefer rainuré en 3D. Ces variations de configuration ont été accompagnées d'une série de simulations paramétriques visant à explorer l'influence des vitesses de rotation, des modèles de turbulence et des conditions aux limites sur les performances thermiques. Les modèles $k-\omega$ SST et RSM ont été adoptés pour modéliser la turbulence et ont fourni des résultats qui ont enrichi notre compréhension de l'écoulement et du transfert thermique.

L'étape de maillage s'est avérée cruciale pour capturer avec précision les détails géométriques complexes des configurations étudiées. La mise en place de maillages structurés et non structurés, réalisés respectivement à l'aide d'ANSYS Fluent et de Gambit, a facilité la résolution des équations discrétisées et a permis de révéler les phénomènes de transfert thermique à l'intérieur de l'entrefer.

4 CHAPITRE 4 : RÉSULTATS ET DISCUSSIONS

4.1 Introduction :

Nous allons suivre une approche progressive pour présenter et discuter des résultats de nos études. Initialement, nous explorons les échanges thermiques au sein de l'entrefer du moteur. Ces résultats sont confrontés aux données de Kuosa [4,5]. Nous prenons en compte les influences des paramètres physiques et géométriques sur le transfert de chaleur.

Ensuite on a étudié le champ thermique et le champ hydromécanique et on va faire les calculs pour un entrefer lisse et rainuré Pour pouvoir les comparer et en tirer une conclusion pertinente.

De plus, pour les trois configurations étudiées, nous normalisons la vitesse tangentielle moyenne par la vitesse de rotation du cylindre intérieur (ΩR_i), tandis que la vitesse axiale est normalisée par le débit de fluide. Le rayon est adimensionné pour varier entre 0 (rotor) et 1 (stator).

4.2 Validation avec l'études de Koussa

Selon le tableau 8, le modèle RSM présente une erreur de 18,5 % par rapport aux résultats de Kuosa et al. [4,5] pour le cas A, tandis que tous les modèles sous-estiment le coefficient moyen de transfert de chaleur pour le stator. Dans l'ensemble, le modèle k- ω SST offre la meilleure concordance globale. La performance moyenne du modèle RSM est attribuée à la sous-estimation des intensités de turbulence, peut-être due à l'utilisation de schémas upwind et du modèle sous-maille Smagorinsky-Lilly. Les futurs calculs envisageront l'utilisation de schémas centrés avec le modèle Smagorinsky ou WALE.

Tableau 8 : Coefficient de transfert de chaleur moyen le long du rotor. Comparaison avec les données de Kuosa et al. [4 ,5]. Les pourcentages représentent les écarts relatifs par rapport aux valeurs expérimentales

Coefficient de transfert de chaleur moyen le long du rotor (W/m^2K)		
	$Re_Q = 11000$	
	$Re_\Omega = 5570 (case A)$	$Re_\Omega = 11000 (case B)$
K- ω SST	446 (49.7%)	420
RSM	353 (18.5%)	350
Expérience [2]	298	-
Coefficient de transfert de chaleur moyen le long du stator (W/m^2K)		
	$Re_Q = 11000$	
	$Re_\Omega = 5570(case A)$	$Re_\Omega = 10300(case B)$
K- ω SST	214 (16.4%)	258(9.5%)
RSM	175 (31.6%)	163(42.8%)
Expérience [2]	256	258

4.3 Résultats numériques et interprétations :

4.3.1 Entrefer lisse :

Dans la section précédente, nous avons généré une série de graphiques essentiels pour approfondir notre compréhension des phénomènes en jeu. Dans le cadre de notre étude en 2D, nous avons réalisé plusieurs figures captivantes, chacune apportant un éclairage spécifique sur les mécanismes thermiques et hydrodynamiques dans l'entrefer de la machine électrique

4.3.1.1 Champ thermique

On observe sur la Figure (4-1) offre des informations cruciales sur le transfert de chaleur au sein de l'entrefer de la machine électrique, en se concentrant sur les résultats de deux modèles de turbulence : k- ω SST et RSM.

Nombre du nusselt :

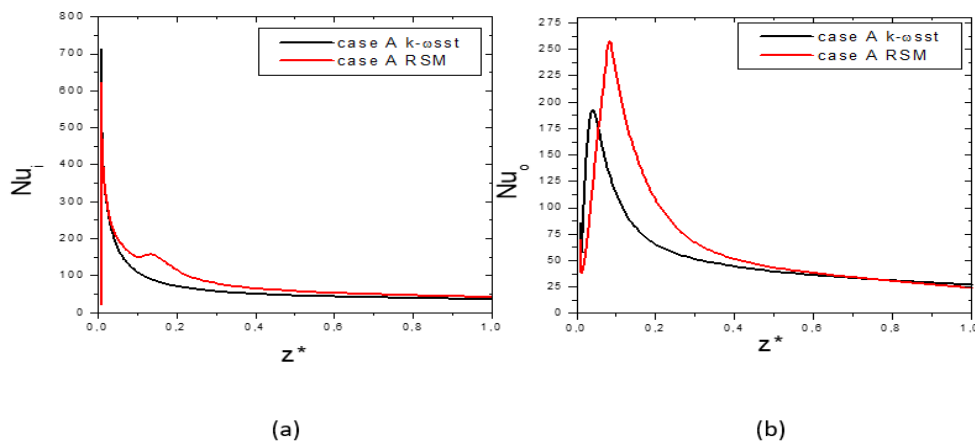
Dans la section du graphique (4.1.a) relative au rotor, il est manifeste que, pour le cas A, le nombre de Nusselt local, calculé à l'aide du modèle de turbulence k- ω SST, se révèle inférieur à celui obtenu par le modèle RSM. Cette observation suggère que le modèle k- ω SST prévoit un transfert de chaleur moins intense le long du rotor par rapport au modèle RSM, dans cette configuration particulière. Cette disparité pourrait résulter des caractéristiques propres à chacun des modèles de turbulence et de leur capacité à rendre compte des phénomènes de mélange et de turbulence à l'intérieur de l'entrefer.

Dans la partie du graphique (4.1.b) concernant le stator, il est également évident que le nombre de Nusselt local obtenu à partir du modèle de turbulence k- ω SST est inférieur à celui obtenu avec le modèle RSM, pour le cas A. Cette observation renforce l'idée que le modèle k- ω SST tend généralement à sous-estimer le transfert de chaleur par rapport au modèle RSM dans cette configuration.

Par ailleurs, il convient de noter une augmentation substantielle du nombre de Nusselt due à l'effet de l'entrée radiale, ce qui ajoute à la complexité de ce phénomène thermique.

En combinant les informations issues des parties (a) et (b), il apparaît clairement que le modèle de turbulence k- ω SST a tendance à sous-estimer le transfert de chaleur par rapport au modèle RSM pour le cas A, à la fois le long du rotor et du stator. Cette observation pourrait indiquer que le modèle k- ω SST est potentiellement moins sensible aux effets turbulents spécifiques à cette configuration, ou que le modèle RSM parvient à capturer de manière plus précise ces phénomènes turbulents.

Ces conclusions revêtent une importance significative pour le choix du modèle de turbulence le plus approprié dans cette configuration particulière, ainsi que pour une meilleure compréhension globale du transfert de chaleur à l'intérieur de l'entrefer de la machine électrique.



La Figure (4.2) présente la distribution axiale du nombre de Nusselt le long du rotor pour les quatre cas étudiés. L'observation de ce graphique révèle une tendance intéressante dans le comportement du nombre de Nusselt en fonction de la position axiale.

Tout d'abord, il est clair que le nombre de Nusselt augmente de manière significative à l'entrée du rotor pour tous les cas. Cette augmentation initiale est principalement attribuable à l'impact de l'entrée radiale du fluide, qui favorise le transfert de chaleur à cette localisation.

Figure 4-1 : Profils axiaux du nombre de Nusselt local le long du rotor (a) et du stator (b)

Cependant, à mesure que l'on progresse axialement le long du rotor, on observe une diminution progressive du nombre de Nusselt, jusqu'à ce qu'il atteigne une valeur minimale à la sortie du rotor. Cette diminution peut être associée à plusieurs facteurs, notamment la réduction de la turbulence et du mélange thermique à mesure que le fluide s'écoule dans le rotor.

Il est également intéressant de noter que le cas où la vitesse d'entrée est plus élevée (le cas 2), présentent généralement des valeurs de nombre de Nusselt plus élevées le long du rotor par rapport aux autres cas. Cette observation suggère que des vitesses d'entrée plus élevées favorisent un transfert de chaleur plus important à l'intérieur du rotor.

En résumé, le graphique de la distribution axiale du nombre de Nusselt met en évidence l'impact significatif de l'entrée radiale sur le transfert de chaleur initial, suivi d'une diminution progressive du nombre de Nusselt à mesure que l'on avance dans le rotor. De plus, il souligne que des vitesses d'entrée plus élevées sont généralement associées à des valeurs plus élevées de nombre de Nusselt, ce qui peut avoir des implications importantes pour la conception et l'optimisation des échangeurs de chaleur utilisés dans les

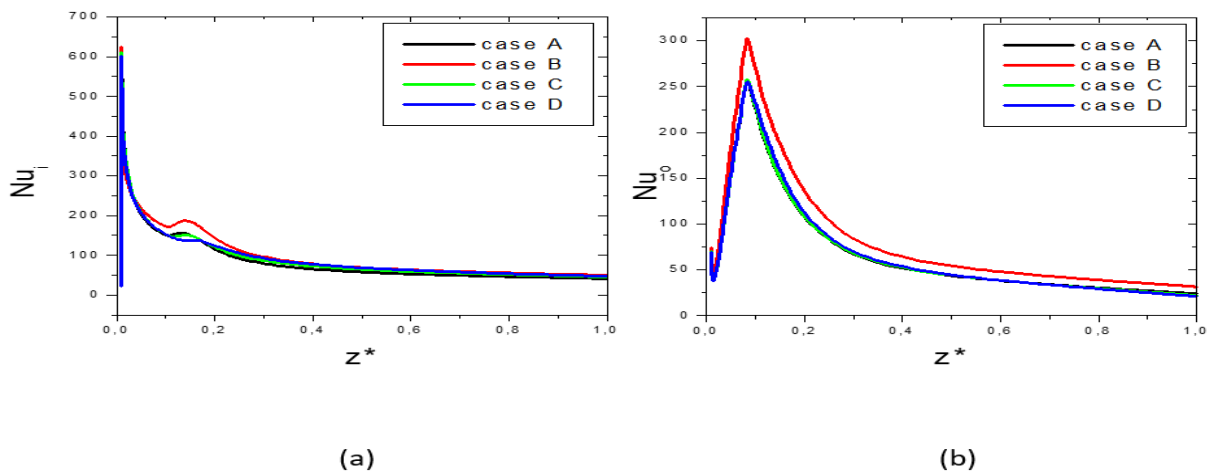


Figure 4-2: Profils axiaux du nombre de Nusselt local le long du rotor (a) et du stator (b)

Variation de la température :

La figure (4-3) présente des profils de température à différentes positions le long de l'axe d'un système, notées $z^* = 0.2$, $z^* = 0.5$ et $z^* = 1$, pour le cas A. Ces profils de température offrent des informations cruciales sur la distribution thermique à l'intérieur du système et révèlent plusieurs caractéristiques intéressantes.

En examinant l'entrefer à différentes positions axiales, nous avons pu observer la formation de deux couches limites thermiques extrêmement minces, localisées au niveau du rotor et du stator. Ces couches limites marquent des zones cruciales où l'interaction entre le fluide et les surfaces du stator et du rotor joue un rôle déterminant dans le processus de transfert de chaleur. À l'intérieur de ces couches limites, la température du fluide subit des variations rapides, mais elle demeure relativement stable à l'intérieur de cette région. Cette observation met en lumière la complexité et la subtilité de l'interaction entre le fluide et les parois du cylindre, ce qui a un impact significatif sur la manière dont la chaleur est distribuée au sein du système.

En ce qui concerne la zone centrale de l'entrefer, qui correspond à la région située entre les cylindres, nous avons remarqué que la température atteignait des valeurs spécifiques à chaque position axiale. Par exemple, pour le cas A, à $z^* = 0.2$, la température est $T^* = 0.42$, à $z^* = 0.5$, elle est $T^* = 0.61$, et à $z^* = 1$, elle est $T^* = 0.80$. Ces valeurs marquent des points de référence importants dans la répartition de la température à travers l'entrefer. La constatation que la température y demeure relativement basse par rapport à celle enregistrée au niveau du stator suscite des interrogations pertinentes concernant les mécanismes sous-jacents du transfert de chaleur dans ce système complexe.

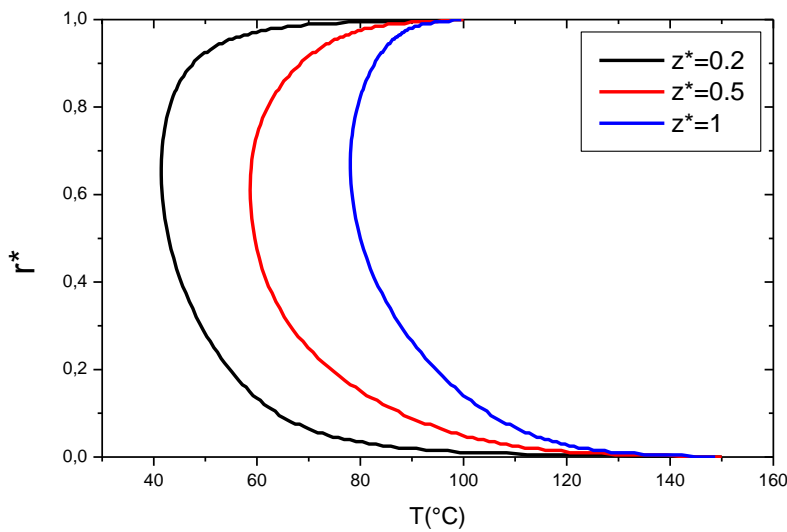


Figure 4-3: Profils de température à différentes positions axiales m , $z^*=0.2$, $z^*=0.5$, et $z^*=1$ pour le cas A.

4.3.1.2 Champ hydrodynamique :

Dans le but d'acquérir une compréhension plus approfondie de la structure du flux, une démarche consiste à investiguer l'impact des nombres de Reynolds axiaux et de Reynolds en rotation sur le champ de vitesses, tout en analysant comment la rotation influence les caractéristiques de la turbulence. La Figure 4 illustre en détail les profils de vitesses moyennes axiales et tangentielles associés à cette étude, avec des résultats issus de deux modèles de turbulence distincts.

Variation de la vitesse axiale et tangentielle :

Dans nos simulations de l'entrefer lisse, nous avons utilisé deux modèles de turbulence : le modèle RSM (Reynolds Stress Model) et le modèle $k-\omega$ SST (Shear-Stress Transport). L'analyse des profils de vitesse axiale et tangentielle générés par ces modèles révèle des différences notables.

Le modèle RSM se distingue par sa capacité à représenter en détail les tensions de Reynolds dans les écoulements turbulents, conduisant à des variations plus marquées dans les profils de vitesse axiale. En particulier, il capture efficacement les zones de recirculation, où l'écoulement est fortement perturbé, comme le montrent les profils de vitesse tangentielle.

En revanche, le modèle $k-\omega$ SST, bien qu'étant polyvalent pour un large éventail d'écoulements turbulents, génère des variations plus lissées dans les profils de vitesse axiale. Les variations moins prononcées dans les profils de vitesse tangentielle indiquent également une réponse moins intense aux détails locaux.

En conclusion, la comparaison entre les modèles RSM et $k-\omega$ SST souligne la capacité du modèle RSM à capturer les zones de recirculation, qui jouent un rôle crucial dans la compréhension des écoulements turbulents dans l'entrefer lisse. Ces zones de recirculation peuvent influencer significativement le transfert thermique et la performance de la machine électrique, soulignant l'importance du choix du modèle de

turbulence en fonction des objectifs de la simulation.

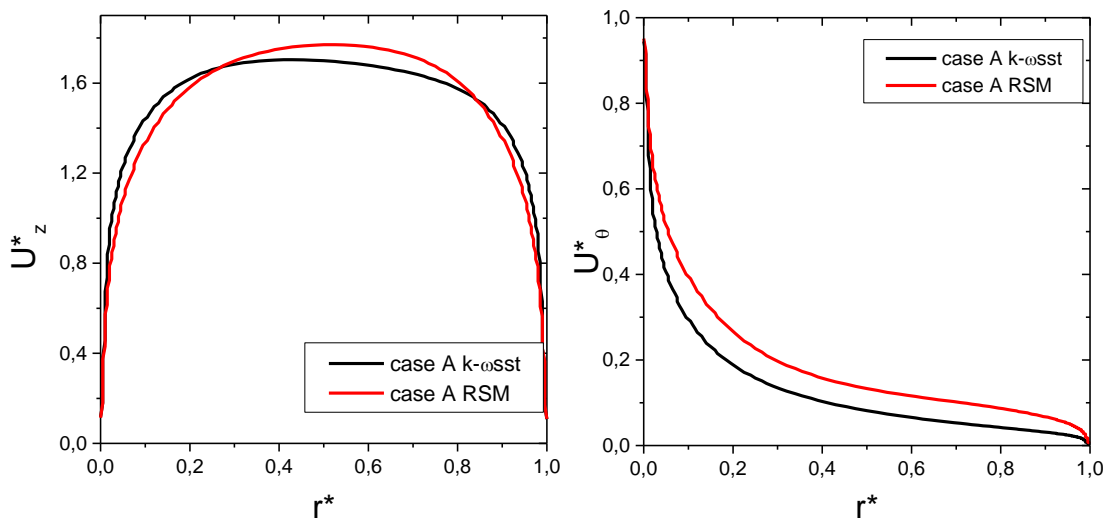


Figure 4-4: Distributions radiales des composantes axiale et tangentielle de la vitesse moyenne obtenues pour $z^* = 0.5$ et pour le cas A

La Figure (4-5) met en lumière les profils des composantes axiales et tangentielles de la vitesse moyenne des tensions normales obtenues grâce au modèle RSM. Ces résultats sont présentés pour les quatre cas tests, tous situés à la position $z^*=0.5$. Une observation intéressante se dégage de ces profils, et elle peut être mise en contexte.

Pour chacun des quatre cas, les profils de vitesse axiale présentent une similitude frappante avec le profil de Poiseuille turbulent caractéristique d'un écoulement dans un cylindre. Cette ressemblance souligne la pertinence du modèle RSM pour capturer les caractéristiques dynamiques de l'écoulement dans cette configuration spécifique.

En ce qui concerne la vitesse tangentielle, une relation significative émerge : elle affiche une croissance proportionnelle à la vitesse axiale tout en manifestant une décroissance avec l'augmentation de la vitesse de rotation. Cette tendance diverge de ce qui était prédit par les travaux antérieurs menés par Auber et al [34]. En effet, ces résultats contradictoires soulèvent des questions intrigantes concernant les mécanismes sous-jacents à l'écoulement et mettent en évidence la nécessité de réexaminer les modèles existants pour mieux comprendre l'interaction entre la rotation et les propriétés turbulentes de l'écoulement.

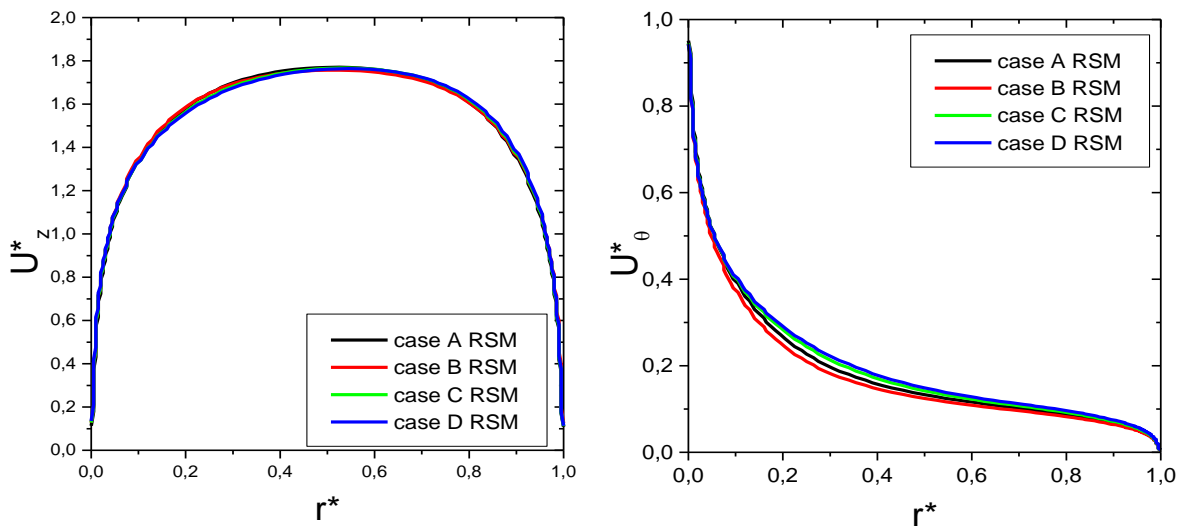


Figure 4-5: Distributions radiales des composantes axiale et tangentielle de la vitesse moyenne obtenues pour $z^* = 0.5$

La Figure (4-6) présente les profils radiaux des composantes de vitesse moyenne axiale et tangentielle, calculés à l'aide du modèle RSM pour le cas A, à différentes positions axiales.

En examinant de près les graphes de la vitesse axiale dans l'entrefer lisse, une observation frappante émerge : à une position $z=0,2$, la vitesse axiale atteint un pic significatif. Cette augmentation notable est directement attribuable à l'entrée radiale d'air dans la cavité à cet endroit précis. L'air entrant avec une certaine vitesse radiale génère une augmentation substantielle de la vitesse axiale à cet emplacement, soulignant ainsi l'impact significatif de la géométrie et des conditions d'entrée sur les caractéristiques locales des écoulements dans l'entrefer lisse.

En ce qui concerne la vitesse tangentielle, nous observons des variations marquées. Ces variations sont principalement dues à la non-conservation du débit dans certaines zones de l'entrefer lisse. La modification de la vitesse tangentielle est le reflet de la redistribution des flux et des tourbillons engendrés par la complexité des écoulements dans ce contexte. Cette observation met en évidence la nécessité de prendre en compte la non-conservation du débit lors de l'analyse des écoulements et du transfert thermique dans cette configuration.

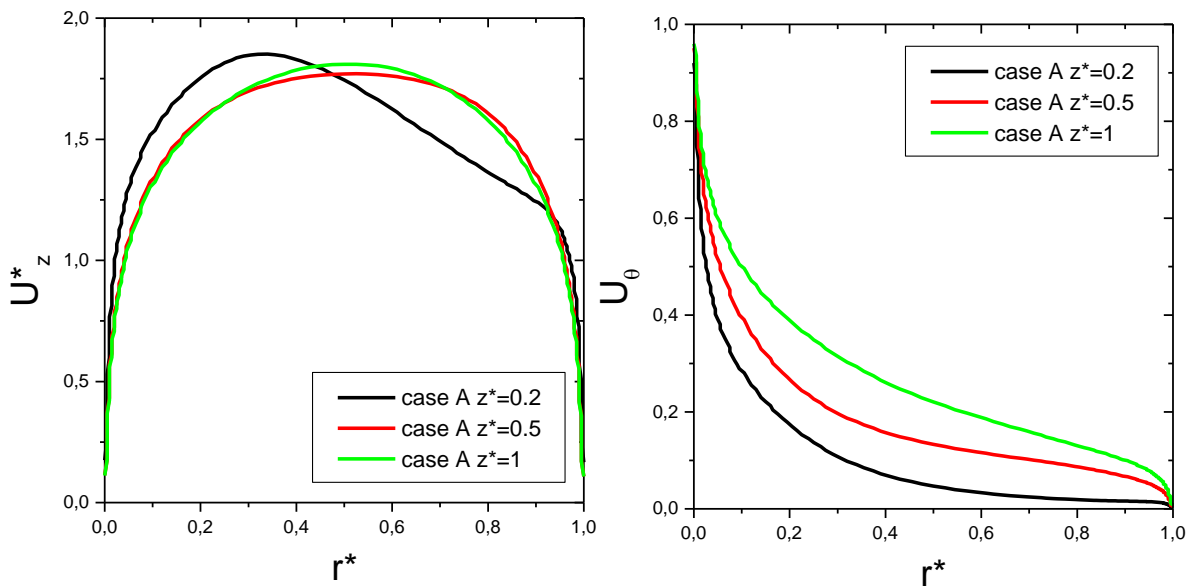


Figure 4-6: Distributions radiales des composantes axiale et tangentielle de la vitesse moyenne obtenues pour différentes positions axiales : $z^*=0.2$, $z^*=0.5$ et $z^*=1$ pour le cas A

4.3.2 Entrefer rainurée :

4.3.2.1 Champ thermique :

L'introduction de rainures crée deux zones distinctes - les rainures elles-mêmes et l'espace annulaire adjacent - qui exercent une influence significative sur les mécanismes d'écoulement. En conséquence, le comportement global des parois du stator et du rotor en termes de transferts thermiques est modifié, comme illustré dans la Figure (4-7).

Nombre du nusselt :

Comparativement à la configuration d'entrefer lisse, une observation importante se dégage : une variation marquée des nombres de Nusselt au niveau du stator. Cette variation souligne l'impact considérable de la présence des rainures sur les transferts de chaleur. En particulier, le coefficient d'échange thermique le long du rotor s'avère plus élevé que celui observé le long du stator.

Ces résultats mettent en évidence l'importance cruciale des rainures dans la détermination des caractéristiques de l'écoulement et des transferts thermiques. La variation du coefficient d'échange thermique le long du rotor par rapport au stator offre une compréhension plus approfondie des mécanismes sous-jacents à ces différences, tout en soulignant l'influence significative des géométries locales sur le comportement global de l'écoulement.

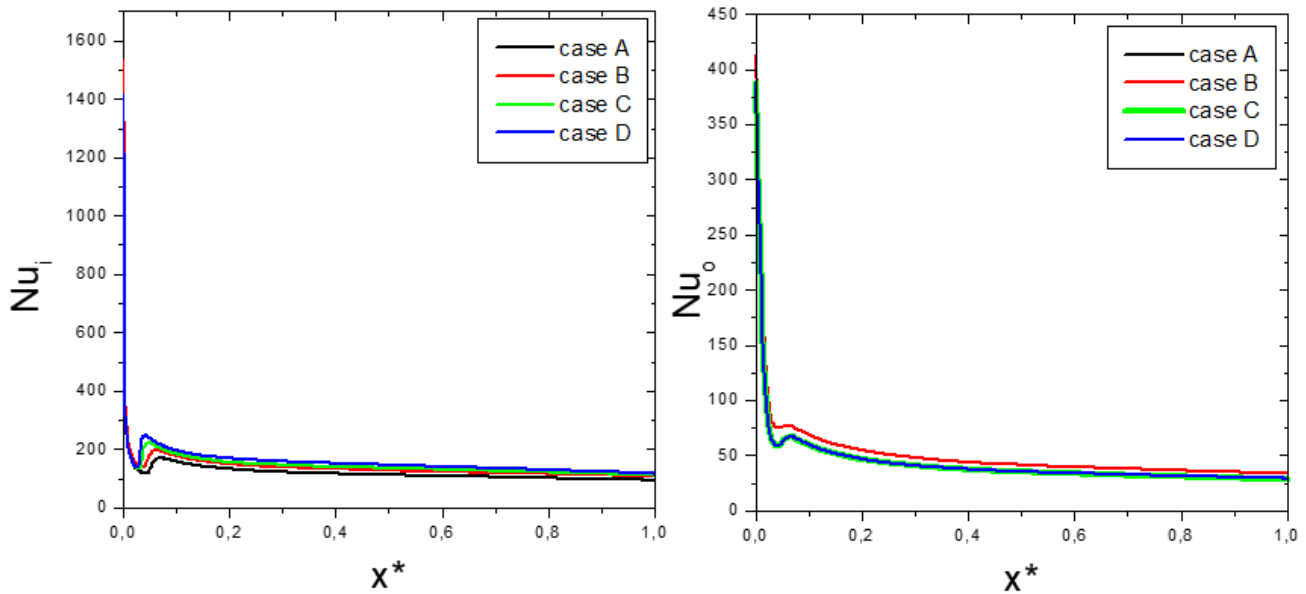


Figure 4-7: Profils axiaux du nombre de Nusselt local le long du rotor (a) et du stator (b)

Variation de la température :

Dans la Figure (4-8), une analyse approfondie a été entreprise pour étudier de manière détaillée le profil de température à différentes positions le long de l'axe. Ces positions sont représentées par $z^*=0.2$, $z^*=0.5$ et $z^*=1$. Cette étude a été menée dans le contexte du cas A, qui se déroule au sein d'un entrefer rainuré. Les résultats obtenus à partir de cette analyse ont permis de mettre en évidence plusieurs caractéristiques cruciales du phénomène thermique sous-jacent.

Pour chacune des trois positions axiales mentionnées, des phénomènes distincts et significatifs ont été observés. L'une des découvertes les plus remarquables est la formation de paires de couches limites thermiques extrêmement fines sur les deux cylindres impliqués. Ces couches limites se forment dans des régions très proches de la surface des cylindres et jouent un rôle crucial dans la distribution de la chaleur. Elles sont entourées par une région intermédiaire caractérisée par une diminution marquée de la température au niveau de la rainure.

Il est important de souligner que cette diminution de température dans la rainure a un effet significatif sur le comportement global du système. Plus spécifiquement, elle entraîne la disparition du mouvement de recirculation qui était auparavant présent dans la rainure. Ce phénomène est d'une importance particulière car il influence la manière dont la chaleur est transférée et distribuée à travers le système.

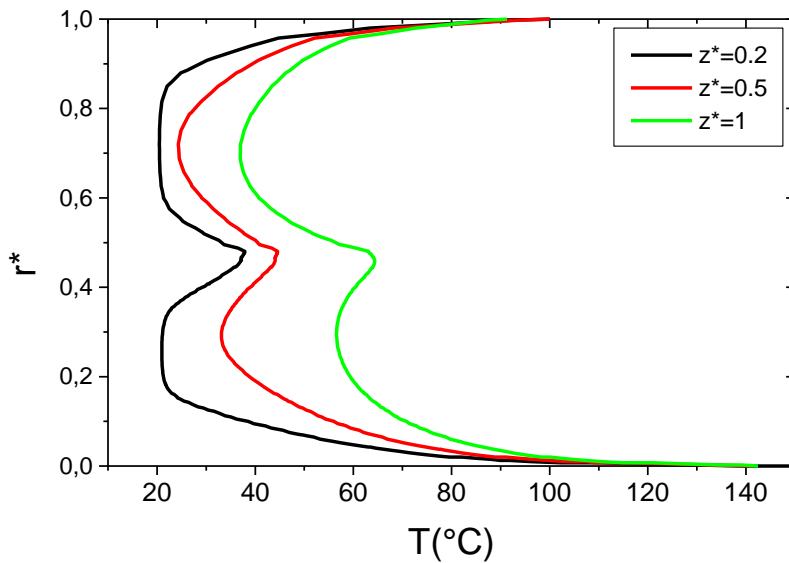


Figure 4-8: Profils de température à différentes positions axiales m , $z^*=0,2$, $z^*=0,5$, et $z^*=1$ pour le cas A.

4.3.3 Etude comparative entre configuration 1 et configuration 2 :

Dans la Figure (4-9), une analyse approfondie a été entreprise pour étudier de manière détaillée le profil de température à différentes positions le long de l'axe. Ces positions sont représentées par $z^*=0,2$, $z^*=0,5$ et $z^*=1$. Cette étude a été menée dans le contexte du cas A, qui se déroule au sein d'un entrefer rainuré. Les résultats obtenus à partir de cette analyse ont permis de mettre en évidence plusieurs caractéristiques cruciales du phénomène thermique sous-jacent.

Pour chacune des trois positions axiales mentionnées, des phénomènes distincts et significatifs ont été observés. L'une des découvertes les plus remarquables est la formation de paires de couches limites thermiques extrêmement fines sur les deux cylindres impliqués. Ces couches limites se forment dans des régions très proches de la surface des cylindres et jouent un rôle crucial dans la distribution de la chaleur. Elles sont entourées par une région intermédiaire caractérisée par une diminution marquée de la température au niveau de la rainure.

Il est important de souligner que cette diminution de température dans la rainure a un effet significatif sur le comportement global du système. Plus spécifiquement, elle entraîne la disparition du mouvement de recirculation qui était auparavant présent dans la rainure. Ce phénomène est d'une importance particulière car il influence la manière dont la chaleur est transférée et distribuée à travers le système.

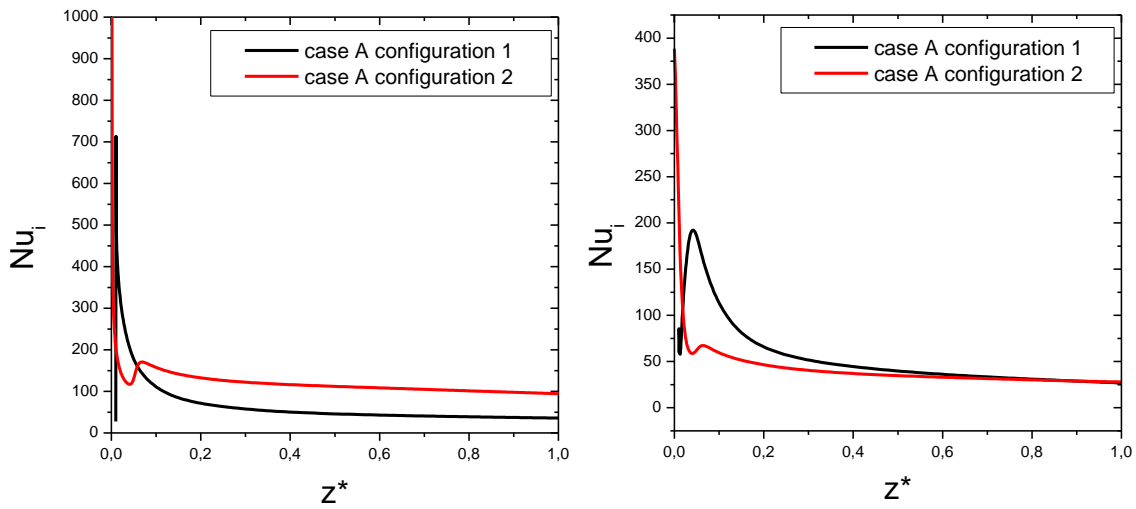


Figure 4-9: Profils axiaux du nombre de Nusselt local le long du rotor (a) et du stator (b)

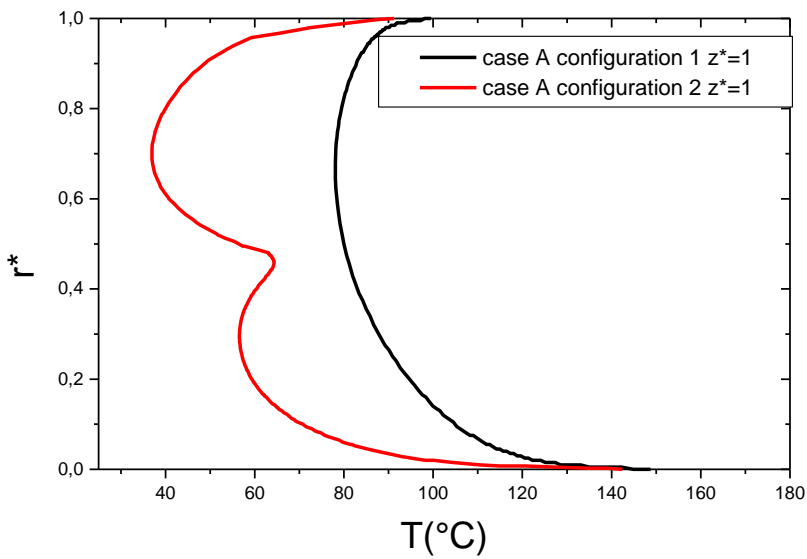


Figure 4-10: Profils de température à la position axiales $z^*=1$ pour le cas A.

4.4 Conclusion :

En somme, les analyses détaillées et les interprétations des figures ont jeté une lumière précise sur les phénomènes thermiques et fluidiques complexes à l'intérieur de la configuration étudiée. Chaque figure a apporté des informations cruciales quant à la distribution de la température, des vitesses et des caractéristiques de l'écoulement, permettant une compréhension approfondie des interactions entre les composants du système. Les profils de température le long de l'axe axial ont révélé des variations significatives, marquant des zones de couches limites thermiques fines, ainsi qu'une région intermédiaire où la température demeure relativement constante. Ces découvertes suggèrent des mécanismes complexes de transfert de chaleur et soulèvent des questions quant à l'impact de l'écoulement sur la distribution thermique.

Les profils de vitesse axiale et tangentielle ont offert un aperçu clair des comportements dynamiques de l'écoulement. L'observation des profils de vitesse axiale à différentes positions axiales a montré les influences subtiles de l'entrée radiale sur la distribution radiale des vitesses. Les profils asymétriques et les tendances de la vitesse tangentielle ont révélé des corrélations et des variations importantes liées à la vitesse de rotation.

L'étude comparative entre les configurations lisse et rainurée a approfondi notre compréhension des effets des variations géométriques. La formation de couches limites thermiques fines et leur interaction avec la région de rainure ont été clairement mises en évidence. En particulier, la diminution de température dans la rainure a influencé de manière significative le comportement global du système en provoquant la disparition du mouvement de recirculation.

En synthèse, chaque interprétation des figures a contribué à dévoiler les mécanismes thermofluidiques qui façonnent le fonctionnement de la configuration étudiée. Ces résultats ne sont pas seulement pertinents pour la compréhension fondamentale des phénomènes, mais aussi pour l'application pratique dans la conception et l'optimisation de systèmes électromécaniques. Cette démarche analytique et numérique met en exergue l'importance des méthodologies multidisciplinaires pour aborder les problèmes complexes et offre des perspectives prometteuses pour les futures recherches dans le domaine du transfert de chaleur et de la mécanique des fluides.

Conclusion générale

Le présent projet de recherche s'est concentré sur l'analyse et la modélisation des transferts thermiques dans l'entrefer d'une machine électrique à grande vitesse. Cette étude a été entreprise pour combler le manque de données disponibles dans ce domaine spécifique.

En conclusion, cette étude approfondie s'est attachée à analyser les caractéristiques complexes de l'écoulement et du transfert thermique au sein d'une configuration d'entrefer rainuré et lisse dans le contexte d'une machine électrique. Les résultats obtenus à partir des simulations numériques ont apporté des éclairages significatifs sur les mécanismes sous-jacents et les phénomènes thermiques en jeu.

La série de figures et de profils de température à différentes positions axiales, notamment $z^* = 0.2$, $z^* = 0.5$ et $z^* = 1$, a révélé une variété de comportements thermiques et fluidiques. L'observation des couches limites thermiques fines formées sur les cylindres, ainsi que la région intermédiaire où la température demeure relativement constante, a mis en évidence l'interaction subtile entre les différentes parties du système. La différence de température entre le cœur de l'entrefer et le stator a souligné l'importance des facteurs thermiques et a suscité des interrogations quant aux mécanismes de transfert de chaleur prédominants dans cette configuration.

L'analyse des profils radiaux des composantes de vitesse moyenne axiale et tangentielle, à l'aide du modèle RSM, a montré une corrélation entre la vitesse axiale et la vitesse tangentielle, bien que cette dernière diminue avec l'augmentation de la vitesse de rotation. Cette observation inattendue a ouvert de nouvelles perspectives de recherche sur les interactions complexes entre rotation, forces turbulentes et comportement de l'écoulement.

L'étude comparative entre deux configurations, notamment celles d'entrefer lisse et rainuré, a révélé des phénomènes essentiels. La diminution de température dans la rainure a engendré la disparition du mouvement de recirculation, ayant un impact significatif sur la manière dont la chaleur est transférée et distribuée à travers le système. Ces résultats ont soulevé des questions pertinentes sur la compréhension des interactions thermiques et fluidiques dans des géométries complexes.

En somme, cette étude a fourni un éclairage précieux sur les mécanismes de transfert thermique et les phénomènes fluidiques au sein de configurations spécifiques d'entrefer. Les découvertes réalisées, en particulier celles concernant les couches limites thermiques, la répartition de la température et les interactions complexes dans des géométries rainurées, ouvrent la voie à des recherches futures approfondies. Les résultats obtenus constituent une base solide pour l'optimisation et l'amélioration des systèmes électromécaniques similaires, tout en soulignant l'importance d'une approche multidisciplinaire pour aborder les défis thermiques et fluidiques dans les applications industrielles.

LISTE DES SYMBOLES ET DES ABREVIATIONS

Abréviations

ASM	: Algebraic Stress Model
LOADS	: LOcally Analytic Differencing Scheme
PISO	: Pressure Implicit with Splitting of Operators
PLDS	: Power Law Differencing Scheme
QUICK	: Quadratic Upwind Interpolation for Convection Kinematics
RSM	: Reynolds Stress Model
SIMPLE	: Semi Implicit Methode for Pressure Linked Equation
SST	: Shear Stress Transport ou Transport d'effort de cisaillement
SUDS	: Skew-Upwind Difference Scheme
T.C.P	: Taylor –Couette- Poiseuille

Indices

r	: Relatif au rotor
s	: Relatif au stator :
a	: Axial
t	: Tangentiel
i	: Rotor
0	: Stator
$Reff$: Reference
eff	: Effectif
P	: Noud considéré du maillage
E, W, N, S	: Noeud considéré du coté Est, West, Nord, Sud respectivement du noeud
e, w, n, s	: Les faces Est, West, Nord, Sud, respectivement du volume de contrôle considéré.

Propriétés du fluide

ν	: Viscosité cinématique du mélange ($m^2 \cdot s^{-1}$)
μ	: Viscosité dynamique ($Kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$)
μ_t	: Représente une viscosité turbulente
ρ	: Masse volumique ($Kg \cdot m^{-3}$)
ρ_0	: Masse volumique de référence ($Kg \cdot m^{-3}$)

T : Température (K ou $^{\circ}C$)

Paramètres géométriques

R_i : Rayon du cylindre intérieur (m)
 R_0 : Rayon du cylindre extérieure (m)
 $d = R_0 - R_i$: Espace annulaire ou entrefer (m)
 r : Distance à l'axe de rotation (m)
 $s = \frac{R_i}{R_0}$: Rapport d'aspect
 h : Hauteur des cylindres ou coefficient d'échange convectif
($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)
 L : Largeur d'une encoche (m)
 P : Profondeur de l'encoche (m)
 n : Nombre d'encoche
 D_h : Diamètre hydraulique (m)

Paramètres dynamiques :

\vec{g} : Accélération de pesanteur ou gravité ($m^2 \cdot s^{-1}$)
 K : Energie cinétique turbulente ($m^2 \cdot s^{-2}$)
 N : Vitesse de rotation ($tr. \min^{-1}$)
(U, V, W) : Composantes de la vitesse moyenne axiale, radiale, Tangentielle ($m \cdot s^{-1}$)
(u', v', w') : Composantes de la vitesse de fluctuation
(U^*, V^*, W^*) : Composantes de la vitesse estimée
 $\bar{\theta}$: Température moyen (K)
 θ : Température fluctuant (K)
 P : Pression moyen (Pa)
 $\overline{p'}$: Pression fluctuant (Pa)
 V_a : Vitesse axiale moyenne ($m \cdot s^{-1}$)
 V_t : Vitesse tangentielle moyenne ($m \cdot s^{-1}$)
 V : Vitesse ($m \cdot s^{-1}$) ou volume (m^3)
 V_{eff} : Vitesse effective ($m \cdot s^{-1}$)
 ε : Energie de dissipation ($m^2 \cdot s^{-3}$)
 R_{ij} : Tenseur de Reynolds avec $i, j=(r, \theta, z)$, ($m^2 \cdot s^2$)

Nombres adimensionnels

Ta : Nombre de Taylor
 Ta_i : Nombre de Taylor pour le cylindre intérieur
 Ta_0 : Nombre de Taylor pour le cylindre extérieur
 Re : Nombre de Reynolds classique
 Re_a : Nombre de Reynolds axial
 Re_t : Nombre de Reynolds tengentiel
 Re_{eff} : Nombre de Reynolds effective
 Nu_i : Nombre de Nusselt local au rotor
 Nu_0 : Nombre de Nusselt local au stator
 \overline{Nu} : Nombre de Nusselt moyen
 Pr : Nombre de Prandtl
 Pr_t : Nombre de Prandtl turbulente

A_N, A_S, A_E, A_W, A_P : Coefficients dans le système d'équations algébriques Discrétisées
 a_n, a_s, a_e, a_w : Aires des faces du volume de contrôle AA
 $A | P |$: Fonction d'un schéma numérique en fonction du nombre de Peclet
 D_n, D_s, D_e, D_w : Termes de diffusion dans le système d'équations algébriques
 F_n, F_s, F_e, F_w : Termes de convection dans le système d'équations Algébriques
 C_p : Coefficient de pression

Lettres Grecques

λ : Conductivité thermique ($W \cdot m^{-1} \cdot C^\circ$)
 σ : Diffusivité thermique ($m^2 \cdot s^{-1}$)
 α : Coefficient pondérateur de la rotation dans la vitesse effective
 Ω : Vitesse angulaire du cylindre intérieur (tr/mn ou rad/s)
 K : Constant de Von Kàrmàn, (= 0.4187)
 β : Coefficient de dilatation volumique (K^{-1})
 E : Taux de dissipation de l'énergie cinétique de la turbulence
 Φ : Flux de chaleur (W)
 ω : Vitesse de rotation ($rad \cdot s^{-1}$) ou taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente (s^{-1})
 δ_{ij} : Tenseur de Kroneker
 ε_{ijk} : Tenseur de permutation

REFERENCES

1. Fadi, A., "Analyse des écoulements inter-disques en vue d'optimiser les poussées axiales dans les machines hydrauliques utilisées en station hydro-électrique", Thèse doctorat, l'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, n° 432, (03 décembre 2010).
2. M. Fenot, Y. Bertin, E. Dorignac, G. Lalizel, A Review of heat transfer between concentric rotating cylinders with or without axial flow, *International Journal of Thermal Science* 50 (2011) 1138-1155
3. M.P. Escudier, I.W. Gouldson, Concentric annular flow with centerbody rotation of a Newtonian and a shear-thinning liquid, *International Journal of Heat and Fluid Flow* 16 (1995) 156–162
4. M. Kuosa, Numerical and experimental modelling of gas flow and heat transfer in the air gap of an electric machine, Phd, Univ. Lappeenranta, (2002).
5. M. Kuosa, P. Sallinen, J. Larjola, Numerical and experimental modelling of gas flow and heat transfer in the air gap of an electric machine, *Thermal Science* 13 (2004) 1003-216
6. Schlichting, H., "Boundary-Layer Theory", McGraw-Hill Book Company, (1979), 817 p.
7. Kaye J., Elgar E. C., "Modes of Adiabatic and Diabatic Fluid Flow in an Annulus with Inner Rotating Cylinder", *Trans. ASME* 80, (1958), 753-765.
8. Bouafia, M., Bertin, Y., Saulnier, J-B. et Ropert, P., "Analyse expérimentale des transferts de chaleur en espace annulaire étroit et rainuré avec cylindre intérieur tournant", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, V.41, n° 10, (May 1998), 1279-1291.
9. Poncet, S., Sofia Haddadi, "Modélisation de la turbulence des écoulements tournants fortement cisailés en présence de parois", Laboratoire M2P2, UMR 6181 CNRS - Université d'Aix-Marseille - Ecole Centrale Marseille, (2008)
10. Cognet, G., Les étapes vers la turbulence dans l'écoulement de Taylor-Couette entre cylindres coaxiaux ". *Journal de Mécanique théorique et appliquée*, (1984).
11. Coles, D., 1965. Transitions in circular Couette flow. *J. Fluid Mech*, 21, pp. 385–425
12. P.R. Fenstermacher, H.L. Swinney, J.P. Gollub, Dynamical instabilities and the transition to chaotic Taylor vortex flow. *J Fluid Mech*, 941(979)103–127.
13. C. D. Andereck., S. S. Liu , H. L. Swinney, Flow regimes in a circular Couette system with independently rotating cylinders, *Journal of Fluid Mechanics*, 164 (1986) 155- 183.
14. Goldstein, S., 1937. The stability of viscous fluid flow between rotating cylinders
Cambridge Philosophical Society, 33, pp. 41-61
15. C. Gazley, Heat-transfer characteristics of the rotational and axial flow between concentric cylinders, *Transactions of the ASME*, (1958) 79-90
16. Bjorklund, I. S., Kays, W. M., 1959. Heat transfer between concentric rotating cylinders, *Journal of Heat Transfer*, pp. 175-186.
17. Becker, K. M., Kaye, J., 1962. Measurements of adiabatic flow in an annulus with an inner rotating cylinder, *Journal of Heat Transfer*, pp. 97-105.

18. Tachibana. F, Fukui. S, 1964. Convective heat transfer of the rotational and axial flow between two concentric cylinders. *Bulletin of the Japan Society of Mechanical Engineers*, 7 (26), pp. 385-391.
19. Aoki. H, Nohira. H, Arai. H, 1967. Convective heat transfer in an annulus with an inner rotating cylinder, *bulletin of JSME*, 10, pp. 523-532
20. Ball. K. S, Farouk. B, Dixit. V. C, 1989. Experimental study of heat transfer in a vertical annulus with a rotating inner cylinder, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 32(8), pp. 1517-1527.
21. Fasquelle, A., “Contribution à la modélisation multi-physique : électro-vibroacoustique et aérothermique de machines de traction”, PhD thesis, Ecole Centrale de Lille, (2007).
22. Peres. I, Ziouchi. A, Bertin. Y, 1994. Caractérisation des échanges de chaleur dans un espace annulaire encoché ou lisse avec le cylindre intérieur tournant, *Congrès SFT 1994*, pp. 170-177.
23. Sommerer. Y, Lauriat. G, 2001. Numerical study of steady forced convection in a grooved annulus using a design of experiments, *Journal of heat transfer*, 123, pp. 837-848
24. Kuosa. M, Sallinen. P, Reunanen. A, Backman. J, Larjola. J, Koskelailen. L, 2005. Numerical and Experimental Modelling of Gas Flow and Heat Transfer in the Air Gap of an Electric Machine. Part II: Grooved Surfaces, *Journal of Thermal Science*, 14, pp. 48-55.
25. . Chew, J.W., “Prediction of flow in rotating disc systems using the $k \epsilon$ turbulence model”, In *ASME 84-GT-229, Gas Turbine Conference, Amsterdam, (1984)*.
26. A.P. Morse. Numerical prediction of turbulent flow in rotating cavities. *ASME J. of Turbomachinery*, 110 :202-212, 1988.
27. Naser, J.A., Prediction of newtonian and non-newtonian flow through concentric annulus with centerbody rotation. In: *International Conference on CFS in Mineral and Metal Processing and Power Generation. CSIRO(1997)*.
28. S.Y.Chung, H.J.Sung, Large-Eddy Simulation of turbulent flow in a concentric annulus with rotation of an inner cylinder, *Journal of Heat and Fluid Flow* 26 (2005) 191– 203.
29. S.Poncet, S.Viazzo,Oguic, R. Large Eddy Simulations of Taylor-Couette-Poiseuille flows in a narrow-gap system,*Phys. Fluids* 26 (2014)105-108 .
30. L. Elena. Modélisation de la turbulence inhomogène en présence de rotation. PhD thesis, Université Aix-Marseille I-II, 1994.
31. S. Poncet. Ecoulements de type rotor-stator soumis à un flux : de Batchelor à Stewartson. PhD thesis, Université Aix-Marseille I, 2005.
32. T. Rezoug, approche numérique de la convection thermique turbulente dans des cavités en rotation, Thèse de Doctorat, Université Aix-Marseille I,1990
33. K. HAMIDI, Modélisation des transferts de chaleur et de masse dans les systèmes de Taylor-Couette-Poiseuille. Application aux machines tournantes en régime extrême, Thèse de Doctorat, université Saad Dahleb Blida 1, 2021.
34. A. BELKALLOUCHE, Etude thermique des écoulements type Taylor-Couette-Poiseuille en régime critique : Application aux machines thermiques en régime extrême, Mémoire de magister, université Saad Dahleb Blida 1, 2014.
35. Schlichting, H., “Boundary-Layer Theory”, McGraw-Hill Book Company, (1979), 817 p.
36. Simmers, D.A. and Coney, J.E.R., “A Reynolds analogy solution for the heat transfer characteristics of combined Taylor vortex and axial flows”. *Int. J. Heat Mass Transfer*, V.22, (1979), 679-689
37. Gardiner. S, Sabersky. R, 1978. Heat transfer in an annular gap. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 21, pp. 1459–1466.
38. Gardiner. S, Sabersky. R, 1978. Heat transfer in an annular gap. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 21, pp. 1459–1466.

39. Gilchrist. S, Ching. C. Y, Ewing. D, 2005. Heat transfer enhancement in axial TaylorCouette Flow, in: ASME 2005 Summer Heat Transfer Conference collocated with the ASME 2005 Pacific Rim Technical Conference and Exhibition on Integration and Packaging of MEMS, NEMS, and Electronic Systems, The American Society of Mechanical Engineers,1, pp. 227-233
40. Jeng. T, Tzeng. S. C, Lin. C. H, 2007. Heat transfer enhancement of Taylor– Couette–Poiseuille flow in an annulus by mounting longitudinal ribs on the rotating inner cylinder. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50(1- 2), pp. 381–390.
41. Fénot. M, Dorignac. E, Giret. A, Lalizel. G, 2013. Convective heat transfer in the entry region of an annular channel with slotted rotating inner cylinder, *Applied Thermal Engineering*, 54(1), pp. 345-358
42. Abou-Ziyan. H. Z, Helali. A. H. B, Selim. M. Y, 2016. Enhancement of forced convection in wide cylindrical annular channel using rotating inner pipe with interrupted helical fins, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 95, pp. 996-1007.
43. Nouri-Borujerdi. A, Nakhchi. M. E, 2017. Optimization of the heat transfer coefficient and pressure drop of Taylor-Couette-Poiseuille flows between an inner rotating cylinder and an outer grooved stationary cylinder, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 108. pp. 1449–1459
44. Lancial. N, Torriano. F, Beaubert. F, Harmand.S, Rolland.G, 2017. Taylor-CouettePoiseuille flow and heat transfer in an annular channel with a slotted rotor, *International Journal of Thermal Sciences*, 112, pp. 92-103.
45. F.R. Menter, Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications, *AIAA Journal*, 32 (1994) 1598-1605.

ANNEXE : La technologie vers l'entreprise

Les échanges thermiques au sein de l'entrefer du moteur machines électriques

Business Model Canvas - BMC		<i>Porteurs de projet:</i> 1-MERKHI DOUNIA 2- ASBAI RYMA	<i>Promoteurs :</i> P-Mme.HAMIDI KHAOULA	<i>Code de projet :</i> 05_15_3161
Projet Startup Simulation numérique du transfert thermique dans l'entrefer d'une machine électrique				
Partenaires clés :	Activités Clés :	Propositions de valeur :	Relation Client :	Clients :
<ul style="list-style-type: none"> - Universités et laboratoires de recherche pour la collaboration. - Éventuellement, des entreprises du secteur électrique intéressées par l'efficacité énergétique. 	<ul style="list-style-type: none"> - Développement et amélioration des modèles de simulation. - Collecte et analyse de données. - Rédaction des articles de recherche 	<ul style="list-style-type: none"> - Modèles de simulation numérique précis pour les transferts thermiques dans les entrefers de machines électriques. - Contribution à la compréhension et à l'amélioration de l'efficacité énergétique des machines électriques. - Amélioration de la durabilité des machines 	<ul style="list-style-type: none"> - Collaboration avec d'autres chercheurs. - Possibilité de fournir un support technique aux utilisateurs intéressés. 	<ul style="list-style-type: none"> - Les sociétés qui utilisent des générateurs électriques à grande échelle, peuvent bénéficier de ces simulations pour optimiser leurs opérations et réduire les pertes d'énergie. - Entreprises du secteur automobile, aéronautique et énergie renouvelable - Les chercheurs en génie électrique et en thermique qui ont besoin de modèles de simulation pour leurs travaux de recherche. - Les étudiants en génie électrique et en thermique qui peuvent utiliser ces simulations dans leurs études.
	Ressources clés :		Canaux :	
	<ul style="list-style-type: none"> - Équipe de recherche compétente en génie électrique et en thermique. - Accès à des ordinateurs puissants pour les simulations. - Financement de la recherche. 		<ul style="list-style-type: none"> - Publications académiques dans des revues spécialisées. - Présentations lors de conférences et de séminaires. - Partage de données et de modèles avec d'autres chercheurs. 	
Coûts :		Revenus :		
<ul style="list-style-type: none"> - Salaires de l'équipe de recherche. - Coûts informatiques et de simulation. - Frais de publication et de présentation lors de conférences. 		<ul style="list-style-type: none"> - Subventions de recherche. - Financement de projets de recherche. - Éventuellement, la possibilité de vendre des licences pour l'utilisation des modèles. 		

Tableaux BMC

Présentation de l'idée innovante

L'innovation technologique et l'esprit entrepreneurial sont deux forces puissantes qui façonnent notre monde moderne. L'innovation est le moteur de la transformation, un catalyseur de progrès qui pousse les esprits créatifs à repousser les limites de ce qui est possible. L'entrepreneuriat, quant à lui, est l'incarnation de cette ambition, une volonté de donner vie à des idées révolutionnaires et de les mettre en œuvre pour résoudre des problèmes concrets.

Dans cette dynamique d'innovation et d'entrepreneuriat, on développé une idée novatrice centrée sur la modification de la géométrie des moteurs électriques pour améliorer considérablement leur système de refroidissement. Cette initiative repose sur la conviction que repenser la structure conventionnelle des moteurs électriques peut apporter des bénéfices substantiels. En optimisant la géométrie des moteurs, notre objectif est de renforcer leur efficacité énergétique tout en réduisant les risques de surchauffe. Cela garantit un fonctionnement stable et performant des machines électriques, un élément clé pour de nombreuses industries. Cette idée est une illustration concrète de l'impact que l'innovation technologique couplée à l'entrepreneuriat peut avoir sur notre capacité à résoudre des défis complexes et à améliorer notre vie quotidienne. Elle incarne la vision audacieuse de créer un avenir plus efficace, durable et performant dans le domaine des machines électriques.

Définition d'une startup/micro-entreprise

Une startup est une forme d'entreprise qui se distingue par sa jeunesse, son orientation vers l'innovation et sa quête de croissance rapide. Les startups sont souvent créées pour introduire une idée nouvelle, une technologie disruptive ou une solution innovante sur le marché. Elles sont caractérisées par leur agilité, leur capacité à pivoter rapidement en réponse aux retours des clients, et leur désir de devenir des acteurs majeurs de leur secteur. Pour soutenir leur croissance rapide, les startups recherchent souvent des financements externes, tels que des investissements en capital-risque, afin de développer leur produit ou service et d'acquérir de nouveaux clients. Cependant, en raison de leur orientation vers l'innovation et de leur modèle de croissance rapide, les startups font également face à un niveau de risque élevé, et de nombreuses startups échouent au cours de leurs premières années d'existence.

D'un autre côté, une micro-entreprise est une petite entreprise caractérisée par sa petite taille, sa simplicité organisationnelle et son chiffre d'affaires limité. Souvent gérées par un entrepreneur individuel, les micro-entreprises opèrent avec une structure organisationnelle minimale, ce qui les rend flexibles et adaptables aux besoins du propriétaire. Elles peuvent être présentes dans une variété de secteurs, allant de la prestation de services aux activités de commerce de détail. Contrairement aux startups qui visent la croissance rapide, les micro-entreprises ont tendance à être plus axées sur la rentabilité et la durabilité à long terme. Elles sont souvent autofinancées par leurs propriétaires et ont des besoins de financement limités. En

résumé, les micro-entreprises se concentrent sur des opérations simples et locales, visant à répondre aux besoins de leur propriétaire, tandis que les startups cherchent à perturber leur secteur d'activité en introduisant des innovations et en visant une expansion rapide sur le marché mondial.

Les startups ont un rôle crucial à jouer dans le domaine du refroidissement des machines électriques et du transfert thermique. Grâce à leur orientation vers l'innovation, elles sont bien positionnées pour développer de nouvelles technologies de refroidissement plus efficaces. Cela peut inclure la création de systèmes de refroidissement par liquide plus avancés, de matériaux thermiquement conducteurs de pointe ou de dispositifs de gestion thermique intelligents. Les startups sont également compétentes dans le domaine de la modélisation et de la simulation numérique, ce qui leur permet de concevoir des modèles avancés pour prédire et optimiser les transferts thermiques dans les machines électriques. Ces modèles sont essentiels pour concevoir des systèmes de refroidissement plus performants. De plus, les startups axées sur la durabilité peuvent concevoir des solutions de refroidissement qui réduisent la consommation d'énergie et minimisent l'impact environnemental, tout en maintenant des performances élevées.

Leur rôle en transfert thermique et les recherches scientifique

Les startups et les micro-entreprises ont des rôles distincts mais complémentaires dans le domaine du transfert thermique, de la simulation numérique et de la recherche scientifique. Leur contribution est cruciale pour faire progresser la compréhension des phénomènes thermiques, développer des solutions novatrices et appliquer ces connaissances dans des applications pratiques.

Les startups jouent un rôle essentiel en tant qu'innovateurs. Elles sont souvent créées pour résoudre des problèmes thermiques spécifiques en développant de nouvelles technologies, de nouveaux matériaux et des méthodes de gestion thermique avancées. Leur rôle consiste à repousser les limites de la recherche en proposant des produits et des services novateurs qui améliorent l'efficacité énergétique, la dissipation de la chaleur et la gestion thermique dans divers secteurs. Les startups investissent dans la recherche et le développement (R&D), réalisent des expériences et développent des prototypes pour valider leurs concepts. Elles contribuent ainsi à l'expansion des connaissances scientifiques dans le domaine du transfert thermique.

D'un autre côté, les micro-entreprises offrent des services pratiques liés au transfert thermique. Elles fournissent un soutien technique précieux aux entreprises qui cherchent à optimiser leurs systèmes de gestion thermique existants. Les micro-entreprises de conseil proposent des recommandations et des expertises spécialisées pour améliorer l'efficacité thermique des équipements. Celles qui se concentrent sur la distribution de composants fournissent des solutions concrètes, comme des ventilateurs, des dissipateurs de chaleur, des fluides de refroidissement et d'autres produits essentiels pour le transfert thermique. Les

micro-entreprises jouent également un rôle dans la sensibilisation et la formation en aidant les entreprises à comprendre l'importance du transfert thermique et à mettre en œuvre des pratiques thermiques optimales.

En ce qui concerne la simulation numérique, les startups et les micro-entreprises utilisent ces outils pour modéliser et analyser les phénomènes thermiques de manière précise. Les startups tirent parti de la simulation numérique pour valider leurs concepts innovants, en simulant le comportement thermique de leurs produits ou de leurs systèmes. Elles contribuent ainsi à l'application de méthodes de simulation de pointe dans la recherche scientifique. Les micro-entreprises, quant à elles, offrent souvent des services de simulation numérique aux entreprises pour les aider à modéliser et à optimiser leurs systèmes thermiques. Elles contribuent ainsi à l'application pratique des avancées en simulation numérique dans des contextes industriels réels.

En somme, les startups et les micro-entreprises jouent des rôles complémentaires dans le domaine du transfert thermique, de la simulation numérique et de la recherche scientifique. Leurs contributions combinées favorisent l'innovation, l'optimisation des systèmes thermiques et l'application des connaissances scientifiques dans divers secteurs industriels.

Le Business Model Canvas :

Le business Model Canvas est un outil important pour la planification stratégique, la gestion d'entreprise, l'innovation et la communication de la stratégie. Il aide les organisations à créer et à adapter leurs modèles économiques pour rester compétitives dans un environnement commercial en constante évolution. Il est utilisé pour les entreprises et les entrepreneurs, et il offre plusieurs avantages et importances :

- **Visualisation de la Stratégie :** Le BMC permet de visualiser clairement la stratégie globale d'une entreprise sur une seule page. Cela facilite la compréhension de la manière dont l'entreprise crée, fournit et capture de la valeur.
- **Communication et Alignement :** Il aide à communiquer efficacement la stratégie à l'ensemble de l'organisation, en veillant à ce que tous les membres de l'équipe comprennent le modèle économique de l'entreprise.
- **Identification des Opportunités :** Le BMC encourage l'identification d'opportunités d'amélioration et d'innovation. En examinant chaque composant, une entreprise peut trouver des moyens d'optimiser son modèle économique.

- **Réduction des Risques** : Il permet d'identifier les éventuels points faibles ou risques dans le modèle économique, aidant ainsi à élaborer des plans pour les atténuer.
- **Prise de Décision** : Il fournit un cadre pour prendre des décisions éclairées sur des changements stratégiques, des investissements, ou des partenariats.
- **Adaptabilité** : Le BMC est flexible et peut être mis à jour pour refléter les changements dans l'environnement commercial ou les objectifs de l'entreprise.
- **Planification Financière** : Il facilite la planification financière en identifiant les sources de revenus et les coûts, ce qui est essentiel pour établir des prévisions financières.
- **Startup et Innovation** : Il est couramment utilisé par les startups pour concevoir et présenter leur modèle économique aux investisseurs. Il favorise également l'innovation en incitant les entrepreneurs à repenser les modèles commerciaux traditionnels.
- **Gestion de Projet** : Le BMC peut être utilisé pour évaluer la viabilité d'un projet ou d'une initiative avant de s'engager pleinement.

Les composants clés de notre BMC :

Ce modèle économique a été élaboré pour illustrer les fondements de notre projet de recherche novateur, axé sur la simulation numérique des transferts thermiques dans les entrefer de machines électriques. Il met en lumière la manière dont notre recherche crée de la valeur, interagit avec différents acteurs et génère des revenus tout en gérant les coûts associés.

Segments de Clients : notre recherche cible divers segments de clients telque

- Les fabricants de machines électriques, qui cherchent à améliorer la conception de leurs produits.
- Les ingénieurs et chercheurs en électrotechnique, désireux de comprendre et d'optimiser le comportement thermique des machines.
- Les industries qui utilisent ces machines électriques, visant une efficacité accrue et des coûts d'exploitation réduits.
- Les gouvernements et régulateurs de l'industrie électrique, préoccupés par la durabilité et l'efficacité énergétique.

Propositions de Valeur : Notre recherche propose plusieurs propositions de valeur essentielles telque

- Une modélisation thermique avancée, offrant des perspectives inédites sur les transferts thermiques.
- Une compréhension approfondie du comportement thermique des machines, conduisant à une optimisation.
- L'optimisation des performances et de l'efficacité énergétique, favorisant la durabilité.
- Une contribution à la conception de machines électriques plus efficaces et fiables.
- Un impact positif sur la durabilité environnementale grâce à la réduction des émissions de chaleur et de la consommation d'énergie.

Canaux : Pour diffuser notre recherche, on utilise divers canaux :

- La publication d'articles académiques et de revues spécialisées pour partager nos découvertes avec la communauté scientifique.
- Des présentations lors de conférences scientifiques et industrielles pour présenter nos avancées.
- Des collaborations étroites avec l'industrie électrique pour appliquer nos recherches dans des contextes pratiques.
- La participation à des séminaires et la communication en ligne via les réseaux sociaux et les plateformes académiques.

Relations avec les Clients : nous entretenons des relations diverses avec nos clients, notamment :

- Des collaborations de recherche avec l'industrie pour répondre à leurs besoins spécifiques.
- Le partage de connaissances avec d'autres chercheurs pour favoriser l'échange d'informations.
- La fourniture de support technique pour aider les utilisateurs à appliquer nos modèles.
- L'adaptation de notre recherche pour répondre aux besoins concrets de l'industrie.

Sources de Revenus : Plusieurs sources de revenus soutiennent notre recherche :

- Des subventions de recherche universitaire fournissent un financement initial.
- Le financement de projets de recherche industrielle grâce à des collaborations.
- Les honoraires de consultation pour nos services de conseil.
- Les licences de logiciels ou de modèles que nous développons.

- Les possibilités de brevets pour protéger et valoriser notre recherche.

Ressources Clés : notre recherche repose sur des ressources essentielles, notamment :

- Une équipe de recherche hautement qualifiée pour mener des études avancées.
- Un équipement de simulation informatique pour créer des modèles numériques.
- L'accès à des données expérimentales pertinentes pour valider nos modèles.
- Un financement de recherche solide pour soutenir nos activités.
- Des collaborations industrielles qui fournissent une expertise et des données sectorielles.

Activités Clés : Les activités clés de notre recherche comprennent :

- La modélisation et la simulation numérique avancée des transferts thermiques.
- La collecte et l'analyse de données expérimentales pour valider les modèles.
- L'interprétation des résultats de simulation pour générer des informations exploitables.
- La publication et la communication régulières de nos résultats pour informer la communauté scientifique et industrielle.
- La formation et l'encadrement pour transférer nos compétences aux utilisateurs de la recherche.

Partenariats Clés : nos partenariats clés sont cruciaux pour la réussite de notre recherche, notamment :

- Des collaborations avec l'industrie électrique pour des projets de recherche appliquée.
- Des partenariats avec d'autres institutions de recherche pour l'échange de connaissances et de ressources.
- L'intégration dans des réseaux académiques et scientifiques pour accéder à une communauté de recherche élargie.
- Des relations avec des fournisseurs de logiciels et de matériel spécialisés pour accéder à des outils de simulation.
- Des collaborations avec des organisations gouvernementales pour la recherche et la réglementation.

Structure de Coûts : Enfin, notre recherche engendre certains coûts, tels que :

- Les salaires de notre équipe de recherche pour rémunérer le personnel impliqué.
- Les coûts liés à l'équipement de simulation, y compris l'acquisition et la maintenance.
- Les frais de publication et de participation aux conférences pour diffuser nos résultats.
- Les coûts liés à la collecte de données expérimentales et à leur traitement.
- Les frais associés aux collaborations avec l'industrie pour la recherche appliquée.

Ce modèle économique global détaille la manière dont notre recherche génère de la valeur, interagit avec différents acteurs et gère les ressources et les coûts pour soutenir notre projet de simulation numérique des transferts thermiques dans un entrefer d'une machine électrique.

Conclusion

En conclusion, cette annexe " **Vers une Température Optimale, L'Innovation Thermique dans les Machines Électriques**" présente le modèle économique global détaille la manière dont notre recherche génère de la valeur, interagit avec différents acteurs et gère les ressources et les coûts pour soutenir notre projet de simulation numérique des transferts thermiques dans un entrefer d'une machine électrique.
