

Titre: Caractérisation de l'écoulement d'air dans une maquette
d'alternateur hydroélectrique par méthodes numérique et
expérimentale
Title:

Auteur: Kristopher Toussaint
Author:

Date: 2011

Type: Mémoire ou thèse / Dissertation or Thesis

Référence: Toussaint, K. (2011). Caractérisation de l'écoulement d'air dans une maquette
d'alternateur hydroélectrique par méthodes numérique et expérimentale
Citation: [Master's thesis, École Polytechnique de Montréal]. PolyPublie.
<https://publications.polymtl.ca/728/>

 **Document en libre accès dans PolyPublie**
Open Access document in PolyPublie

URL de PolyPublie:
PolyPublie URL: <https://publications.polymtl.ca/728/>

**Directeurs de
recherche:** Marcelo Reggio, & Mohamed Chaaban
Advisors:

Programme: Génie mécanique
Program:

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

CARACTÉRISATION DE L'ÉCOULEMENT D'AIR DANS UNE MAQUETTE
D'ALTERNATEUR HYDROÉLECTRIQUE PAR MÉTHODES NUMÉRIQUE ET
EXPÉRIMENTALE

KRISTOPHER TOUSSAINT
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE
ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

MÉMOIRE PRÉSENTÉ EN VUE DE L'OBTENTION
DU DIPLÔME DE MAÎTRISE ÈS SCIENCES APPLIQUÉES
(GÉNIE MÉCANIQUE)
DÉCEMBRE 2011

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Ce mémoire intitulé :

CARACTÉRISATION DE L'ÉCOULEMENT D'AIR DANS UNE MAQUETTE
D'ALTERNATEUR HYDROÉLECTRIQUE PAR MÉTHODES NUMÉRIQUE ET
EXPÉRIMENTALE

présenté par : TOUSSAINT, Kristopher

en vue de l'obtention du diplôme de : Maîtrise ès Sciences Appliquées

a été dûment accepté par le jury d'examen constitué de :

M. TRÉPANIÉ, Jean-Yves, Ph.D., président

M. REGGIO, Marcelo, Ph.D., membre et directeur de recherche

M. CHAABAN, Mohamed, Ph.D., membre et codirecteur de recherche

M. GUIBAULT, François, Ph.D., membre

REMERCIEMENTS

Ce mémoire est le résultat final d'un long cheminement, d'un ensemble de choix et de réalisations professionnels et personnels. Ce parcours a été influencé, de loin ou de près, par de nombreuses personnes que je tiens maintenant à remercier.

D'abord, j'aimerais remercier ceux qui ont contribué à m'inspirer à poursuivre ces études, qui me permettent aujourd'hui de faire un travail qui me valorise tant. En particulier, je remercie Marc Foata et Champlain Landry. Je tiens également à remercier Henri Pastorel de m'avoir offert l'opportunité de réaliser ma maîtrise en industrie à l'IREQ, et Claude Hudon pour l'opportunité de participer au projet AUPALE.

Évidemment, j'aimerais remercier mon directeur de recherche Marcelo Reggio et mon co-directeur de recherche Mohamed Chaaban pour leur support tout au long de ces travaux. De plus, la réalisation de ce projet de maîtrise n'aurait pas été possible sans le suivi de deux chercheurs du projet AUPALE, Federico Torriano et Jean-François Morissette. Je vous remercie pour les connaissances que vous m'avez transmises durant ces deux années, mais surtout d'avoir fait de ce projet une expérience plaisante grâce à vos qualités personnelles. Je voudrais également remercier Jonathan Nicolle, Robert Magnan, Maryse Page, Paul Labbé, Samuel Cupillard et Luc Marcouiller pour leurs précieux conseils. Je dois remercier les nombreux techniciens, qui ont participé à ces travaux : Jean-Phillipe Charest-Fournier, Luc Martell, Mathieu Soares et Benoît Lapointe. De plus, je voudrais remercier Martin Beaudoin, Louis-Alexandre Leclaire et Benoît Morin pour le support informatique qui a grandement facilité l'utilisation de la grappe de calcul de l'IREQ. En outre, je voudrais remercier l'ensemble de mes collègues à l'IREQ pour l'accueil qu'ils m'ont offert et pour le plaisir que j'ai eu avec eux lors de mes stages et de ma maîtrise.

Je tiens aussi à remercier le fonds de recherche du Québec - Nature et technologies (FQRNT), le conseil de recherches en sciences naturelles et en génie du Canada (CRSNG) et Hydro-Québec pour le financement qu'ils m'ont offert lors de cette maîtrise.

Finalement, je voudrais remercier ma famille, mes amis et monoureuse Mary-Lynn, de m'avoir supporté durant de mes études et d'avoir toujours cru en moi.

Merci à vous tous !

RÉSUMÉ

Le potentiel d’augmentation de la puissance des alternateurs hydroélectriques existants est un sujet de recherche actuel à l’Institut de Recherche d’Hydro-Québec (IREQ). Un aspect important de cette étude est l’analyse du refroidissement de l’alternateur par ventilation, qui se base en partie sur les simulations numériques d’écoulements fluides (CFD). En raison de la complexité des calculs numériques, un processus de validation est nécessaire et pour cette raison une maquette d’alternateur à l’échelle de 1 : 4 a été construite à l’IREQ. L’objectif global du présent projet de maîtrise est d’effectuer des simulations CFD de l’écoulement de ventilation dans la maquette d’alternateur afin de déterminer les caractéristiques principales de l’écoulement et de les comparer à des mesures expérimentales.

Une étude numérique préliminaire en 2D et en 3D indique qu’une interface rotor-stator de type “mixing plane” est plus appropriée pour les conditions de l’écoulement dans l’entrefer de l’alternateur. En conséquence, ce type d’interface est utilisée tout au long de cette étude.

Les principales caractéristiques de l’écoulement et la répartition des débits d’air dans la maquette sont décrites à partir des résultats de simulations 3D. Par ailleurs, la présence et l’orientation du jet principal sortant de l’ouverture du radiateur et du débit de retour vers le rotor sont confirmées qualitativement via des techniques de visualisation de l’écoulement.

Les simulations CFD avant et après une modification de l’orientation des pales des ventilateurs radiaux et de la forme des capots indiquent que ce changement a entraîné une augmentation substantielle des pertes de ventilation, ce qui est en bon accord avec les mesures de pertes sur la maquette. Ceci est causée par l’accroissement du débit généré par les ventilateurs suite à leur modification. Cependant, le débit utile qui atteint les ouvertures de radiateur diminue en raison d’une augmentation majeure des fuites de capots, causée par l’agrandissement du jeu entre le capot et le rotor.

Les simulations réalisées avec les propriétés de l’air à 25.0 C et à 46.2 C révèlent une réduction uniforme des débits massiques d’air dans la maquette lorsque la température augmente. Ceci est principalement causé par la diminution de la densité de l’air, puisque les débits volumiques demeurent presque identiques. De plus, la réduction de débit massique occasionne une réduction équivalente des pertes de ventilation.

ABSTRACT

The possibility of increasing the power output of existing generators is currently being investigated at the Hydro-Québec Research Institute (IREQ). An important part of this study is the analysis of generator ventilation cooling, which is achieved by CFD simulations. Due to the complexity of flow calculations, a validation process is necessary and for this reason a 1:4 scale model of a hydro-generator has been built at IREQ. The objective of the present study is to perform CFD simulations of the ventilation flow in the scale model generator in order to determine the main flow characteristics and compare them to experimental data.

Preliminary 2D and 3D simulations suggest that the “mixing plane” rotor-stator interface type is more appropriate for the flow conditions in the generator air gap. Therefore, this interface type is used throughout the study.

The main characteristics of the flow and its distribution are described based on 3D simulations results. Moreover, the presence and orientation of dominant flow features, such as the main jet exiting the radiator opening and the return flow to the rotor, are confirmed qualitatively via flow visualization techniques.

Simulations of the flow before and after a slight design change of the radial fans and overhang baffles indicate an increase in windage losses, which is in good agreement with measurements on the scale model. The increase in losses is caused by the increased flow rate through the fans after the design change. However, the useful flow rate that reaches the radiator openings actually decreases, as leakage from the overhang baffles is increased.

Simulations performed with the properties of air at 25 C and 46.2 C reveal a linear reduction in mass flow rates in the scale model when the temperature is increased. This is mainly caused by the decrease in the density of the air as volume flow rates remain fairly constant. Furthermore, the reduction in mass flow rate is associated with an equivalent reduction in windage losses.

TABLE DES MATIÈRES

REMERCIEMENTS	iii
RÉSUMÉ	iv
ABSTRACT	v
TABLE DES MATIÈRES	vi
LISTE DES TABLEAUX	viii
LISTE DES FIGURES	ix
CHAPITRE 1 INTRODUCTION	1
1.1 Introduction générale	1
1.2 Éléments de la problématique	3
1.3 Objectifs de recherche	4
1.4 Structure du mémoire	6
CHAPITRE 2 CADRE THÉORIQUE ET REVUE DE LITTÉRATURE	7
2.1 Principes physiques et équations de base	7
2.1.1 Équation de continuité	7
2.1.2 Équations de Navier-Stokes	8
2.1.3 Conservation de l'énergie	9
2.1.4 Éléments de turbulence	11
2.2 Circuit de ventilation d'un alternateur hydroélectrique	13
2.3 État de l'art de l'analyse des systèmes de ventilation	18
2.3.1 Mesures en centrale	19
2.3.2 Analyse par méthode de réseaux	20
2.3.3 Analyse par CFD	22
CHAPITRE 3 BANC D'ESSAI : LA MAQUETTE TOURNANTE	26
3.1 Simplifications, réduction d'échelle et étude de similitude	27
3.2 Nomenclature et description des composantes	28
3.3 Possibilités d'ajustement	36
3.4 Considérations thermiques	36

CHAPITRE 4	MÉTHODOLOGIE NUMÉRIQUE	37
4.1	Approche RANS	37
4.1.1	Équations URANS et RANS	38
4.1.2	Modèles de turbulence	39
4.1.3	Traitement à la paroi	41
4.2	Génération du maillage	42
4.3	Conditions frontière	48
4.3.1	Modélisation de la rotation et interfaces rotor-stator	49
4.4	Discretisation	52
4.5	Résolution couplée du système d'équations	55
4.6	Calcul haute performance	56
CHAPITRE 5	ÉTUDE NUMÉRIQUE PRÉLIMINAIRE	57
5.1	Investigation de l'effet de l'interface rotor-stator	57
5.1.1	Étude 2D	59
5.1.2	Étude 3D	68
5.2	Étude du raffinement de maillage	73
5.3	Effet de la taille de l'entrefer	75
CHAPITRE 6	RÉSULTATS	78
6.1	Description de l'écoulement dans la maquette	78
6.2	Répartition des débits	83
6.3	Pertes de ventilation	87
6.4	Effets axiaux dans l'entrefer	91
CHAPITRE 7	CONCLUSION	94
7.1	Synthèse des résultats	94
7.2	Sources d'incertitude	96
7.3	Recommandations et propositions de travaux futurs	97
RÉFÉRENCES	98
ANNEXE	103

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 3.1	Comparaison des dimensions du prototype et de la maquette	27
Tableau 3.2	Nombre et positionnement des composantes du rotor	30
Tableau 3.3	Nombre et positionnement des composantes du stator et de la carcasse.	32
Tableau 4.1	Répartition des éléments par sections du maillage	44
Tableau 5.1	Débit total de ventilation et répartition haut/bas du débit de retour vers le rotor pour cinq configurations d'IRS (valeur absolue et pour- centage du débit total de ventilation)	70
Tableau 5.2	Débit total dans les canaux de la jante, les ventilateurs et les canaux du stator pour cinq configurations d'IRS (valeur absolue et pourcentage du débit total de ventilation)	70
Tableau 5.3	Pertes de ventilation pour cinq configurations d'IRS	72
Tableau 6.1	Noms et descriptions des simulations finales	78
Tableau 6.2	Répartition des débits dans la maquette d'alternateur pour les trois calculs finaux en valeur absolue et en pourcentage du débit total. . . .	83
Tableau 6.3	Valeurs des pertes calculées à partir des simulations CFD	87
Tableau 6.4	Valeurs expérimentales des pertes de ventilation	87
Tableau 6.5	Valeurs des pertes des simulations CFD et des mesures et extrapola- tions effectuées avec la relation linéaire obtenue à des températures stabilisées.	90
Tableau A.1	Coefficients de transfert thermique moyen calculés à l'aide de simula- tions instationnaires CHT avec trois modèles de turbulence, ainsi qu'à partir des formules empiriques.	110
Tableau A.2	Températures moyennes et coefficients de convections moyens sur les surfaces du pôle obtenus à partir des simulations instationnaires avec les modèles de turbulence $\kappa - \epsilon$, $\kappa - \epsilon$ RNG et $\kappa - \omega$ SST.	111

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1	Illustration d'un groupe turbine (B)-alternateur (A), où sont identifiés : (1) le stator, (2) le rotor, (3) l'air de ventilation et (4) l'arbre. Adaptée de "Turbine hydraulique et générateur électrique, vue en coupe." par U.S. Army Corps of Engineers , 2008, ©Domaine publique.	2
Figure 2.1	Profils de vitesse moyens dans région de paroi, illustrant la loi de la paroi. Image tirée de Lemay (2008).	13
Figure 2.2	Vue en coupe de la géométrie de l'alternateur du groupe Beauharnois-35	16
Figure 2.3	Vue en coupe de la géométrie de l'alternateur du groupe Beauharnois-35	17
Figure 2.4	Photo du rotor de l'alternateur du groupe Manic-21	17
Figure 3.1	Vue isométrique et éclatée de la maquette d'alternateur. Adaptée de "Maquette tournante alternateur : rapport de conception mécanique" par É. Lavoie <i>et al.</i> , 2011, <i>Rapport IREQ-2011-0069</i> , p.11, ©Hydro-Québec.	26
Figure 3.2	Composantes du rotor de la maquette.	29
Figure 3.3	Stator de la maquette.	30
Figure 3.4	Carcasse et enceinte de la maquette.	31
Figure 3.5	Identification des modifications apportées à la maquette suite à l'incident de l'été 2010	33
Figure 3.6	Modélisation de l'abri de sécurité de la maquette.	34
Figure 3.7	Estimation des pertes de ventilation par soustraction des autres pertes de la puissance enregistrée du moteur.	35
Figure 4.1	Division en blocs des domaine fluides lors de la génération de maillage dans <i>Ansys-ICEM</i>	43
Figure 4.2	Maillages aux interfaces entre le sous-domaine de la jante (en bleu), du stator (en rouge) et de la carcasse (en gris).	44
Figure 4.3	Maillages surfaciques des croisillons et du sous-domaine qui les englobe.	45
Figure 4.4	Maillage surfacique de la jante et de son sous-domaine.	46
Figure 4.5	Maillage surfacique du stator et de son sous-domaine.	46
Figure 4.6	Maillage surfacique de la carcasse et de son sous-domaine.	47
Figure 4.7	Maillage surfacique du plafond, du plancher et du sous-domaine de l'enceinte.	47
Figure 4.8	Assemblages des sections qui composent le maillage 3D de la maquette tournante et identification des conditions frontières.	48

Figure 4.9	Contours de vitesse radiale (m/s) à l'IRS MFR-MP, illustrant les bandes de moyennage.	51
Figure 4.10	Vitesse de rotation du rotor en fonction du nombre d'itérations accumulées	51
Figure 4.11	Schématisation d'un volume de contrôle pour un problème 1D. Adaptée de "Typical grid-point cluster for the one-dimensional problem" par S.V. Patankar, <i>Numerical heat transfer and fluid flow</i> , p.81.	54
Figure 4.12	Nombre de licences HPC-pack de Ansys requises pour une simulation parallèle en fonction du nombre de processeurs.	56
Figure 5.1	Domaine et conditions frontières pour les simulations 2D de l'étude sur l'effet de la configuration de l'IRS.	59
Figure 5.2	Variation du couple du rotor pour deux cycles complets en régime périodique avec un pas de temps de $4.167 \cdot 10^{-5}$ s.	61
Figure 5.3	Bilan énergétique pour le domaine tournant.	62
Figure 5.4	Comparaison des pertes de ventilation et du travail fait par le rotor, lors de simulations instationnaires à deux positions radiales d'IRS. . . .	63
Figure 5.5	Comparaison des pertes de ventilation et du travail fait par le rotor de l'étude de sensibilité numérique avec interface MFR-FR.	64
Figure 5.6	Comparaison des profils de vitesse radiale dans les canaux de stator pour quatre configurations d'interfaces MFR-FR.	64
Figure 5.7	Contours de vitesse radiale pour la position centrée et la position décalée du rotor avec IRS à 1/2, provenant de l'étude de sensibilité numérique avec interface MFR-FR.	65
Figure 5.8	Schématisation de la trajectoire d'une particule pour deux positions radiales de l'interface MFR-FR.	66
Figure 5.9	Comparaison des résidus RMS pour deux positions radiales d'IRS de type MFR-MP.	66
Figure 5.10	Comparaison des pertes de ventilation et du travail fait par le rotor pour trois positions radiales de l'IRS dans l'entrefer, avec interfaces MFR-MP.	67
Figure 5.11	Comparaison des profils de vitesse radiale dans les canaux du stator pour trois positions radiales de l'IRS dans l'entrefer, avec interfaces MFR-MP.	68
Figure 5.12	Profil axial de la moyenne circonférentielle du débit dans les canaux de la jante.	71

Figure 5.13	Profil axial de la moyenne circonférentielle du débit dans les canaux du stator.	71
Figure 5.14	Comparaison du maillage 2D fin et du maillage 2D ayant le même raffinement que le cas 3D dans le plan $r-\theta$, pour la région de l'entrefer.	74
Figure 5.15	Comparaison des pertes de ventilation et du travail fait par le rotor pour un maillage 2D fin et un maillage du même raffinement que les cas 3D dans le plan $r-\theta$, pour la région de l'entrefer.	74
Figure 5.16	Comparaison des pertes de ventilation et du travail fait par le rotor pour trois dimensions d'entrefer pour les simulations instationnaires.	75
Figure 5.17	Comparaison des pertes de ventilation et du travail fait par le rotor pour trois tailles d'entrefer avec une interface MFR-MP.	76
Figure 5.18	Comparaison des pertes de ventilation et du travail fait par le rotor pour trois tailles d'entrefer avec une interface MFR-FR.	76
Figure 6.1	Contours de pression sur un plan de coupe $(r-\theta)$ et un plan de coupe $(r-z)$ de la maquette d'alternateur.	79
Figure 6.2	Comparaison de la visualisation de brins de laine et des vecteurs provenant d'une simulation CFD à une ouverture du plafond de la maquette.	80
Figure 6.3	Contours de vitesse radiale de l'écoulement d'air dans la maquette tournante sur deux plans $r-\theta$, pour une simulation à 300 tr/min et à 46.2 C.	81
Figure 6.4	Visualisation de contours de vitesse et de lignes de courant de l'écoulement d'air dans la maquette tournante pour une simulation à 300 tr/min et à 46.2 C.	82
Figure 6.5	Comparaison de l'orientation des brins de laine sur la paroi interne de la maquette (gauche) et des vecteurs de vitesses du calcul CFD (droite) à l'endroit où le jet principal se divise.	82
Figure 6.6	Identification des principaux débits d'intérêt	84
Figure 6.7	Profil axial de la moyenne circonférentielle du débit dans les canaux de la jante.	85
Figure 6.8	Profil axial de la moyenne circonférentielle du débit dans les canaux du stator.	86
Figure 6.9	Relation linéaire approximant la variation des pertes de ventilation en fonction de la température, basée sur l'évolution des pertes lors d'un essai d'échauffement de la maquette.	88
Figure 6.10	Relations linéaires approximant la variation des pertes de ventilation en fonction de la température pour les deux simulations CFD et trois mesures à stabilité thermique	89

Figure 6.11	Contours de vitesse axiale (gauche) et contours du module de vitesse dans le plan $r-\theta$ (droite)	92
Figure 6.12	Moyenne circonférentielle du profil axial de $V_z/V_{r-\theta}$	92
Figure A.1	Conditions frontières pour les simulations CHT.	104
Figure A.2	Régions du domaine fluide utilisées pour évaluer le coefficient h_{moy} . . .	105
Figure A.3	Stabilisation de la température dans les canaux du stator. Les canaux sont numérotés (1 à 8) de gauche à droite.	107
Figure A.4	Periodicité du module de vitesse en un point dans un canal du stator (vert) et périodicité du coefficient h_{moy} sur la surface du bord de fuite du pôle (bleu).	108
Figure A.5	Contours de la moyenne temporelle de la vitesses relative au repère tournant, pour le domaine fluide et contours de température dans le pôle.	109
Figure A.6	Contours de la moyenne temporelle de la température pour le domaine fluide et le domaine solide.	109
Figure A.7	Contours des valeurs de ν_t/ν dans le repère tournant.	111
Figure A.8	Distribution du coefficient de transfert thermique sur le bord d'attaque et le bord de fuite du pôle.	112
Figure A.9	Distribution du coefficient de transfert thermique sur la face polaire. . .	113

CHAPITRE 1

INTRODUCTION

1.1 Introduction générale

Le Québec bénéficie de ressources hydrauliques abondantes. En effet, il y a plus de 130 000 cours d'eau et 1 000 000 de lacs sur le territoire du Québec, ce qui a motivé l'installation d'un important parc de production hydroélectrique. Hydro-Québec exploite 59 centrales hydroélectriques, ayant une capacité de production de 34 490 MW¹, soit 94% de la capacité de production totale de la société d'état (Hydro-Québec, 2010).

L'hydroélectricité est une forme d'énergie renouvelable, qui est associée à une faible émission de GES (gaz à effet de serre). Elle bénéficie également d'une production flexible, pouvant être contrôlée en ajustant la quantité d'eau turbinée versus la quantité d'eau emmagasinée dans les réservoirs, en plus d'être économiquement compétitive aux autres sources d'énergie, telle que les hydrocarbures. Ces caractéristiques favorisent les échanges (exportation et importation) d'électricité avec les états voisins, car le remplacement des énergies fossiles par les énergies renouvelables peut servir à atteindre des objectifs de réduction d'émission de GES (Hydro-Québec, 2011). En outre, la flexibilité de la production permet à Hydro-Québec de tirer avantage de la fluctuation du coût de l'électricité, qui varie selon le cycle de consommation quotidien.

Un des équipements essentiels pour la production de l'électricité hydroélectrique est le groupe turbine-alternateur. La turbine extrait une partie de l'énergie mécanique provenant du débit et de la chute de l'eau et la transmet à l'alternateur via la rotation de l'arbre qui les relie (voir la Figure 1.1). Le rôle de l'alternateur est de convertir cette énergie mécanique en électricité.

Les alternateurs hydroélectriques sont des machines très performantes, ayant une efficacité d'environ 98%. Les pertes qui surviennent lors de la conversion entre ces deux formes d'énergies se manifestent principalement sous forme de chaleur. La performance et la durée de vie de ces alternateurs dépendent fortement de la température maximale de certains composants,

1. Capacité de production en date du 31 décembre 2010, publiée par Hydro-Québec.

particulièrement l'isolant diélectrique, lorsque la machine est en opération. Il est donc crucial d'extraire cette chaleur afin de maintenir la température maximale en dessous de la limite dictée par le type d'isolant (150 C pour l'époxy mica et 120 C pour l'asphalte). Conséquemment, en plus des considérations mécaniques et électromagnétiques, l'aspect thermique joue un rôle très important lors de la conception et l'analyse des alternateurs hydroélectriques.

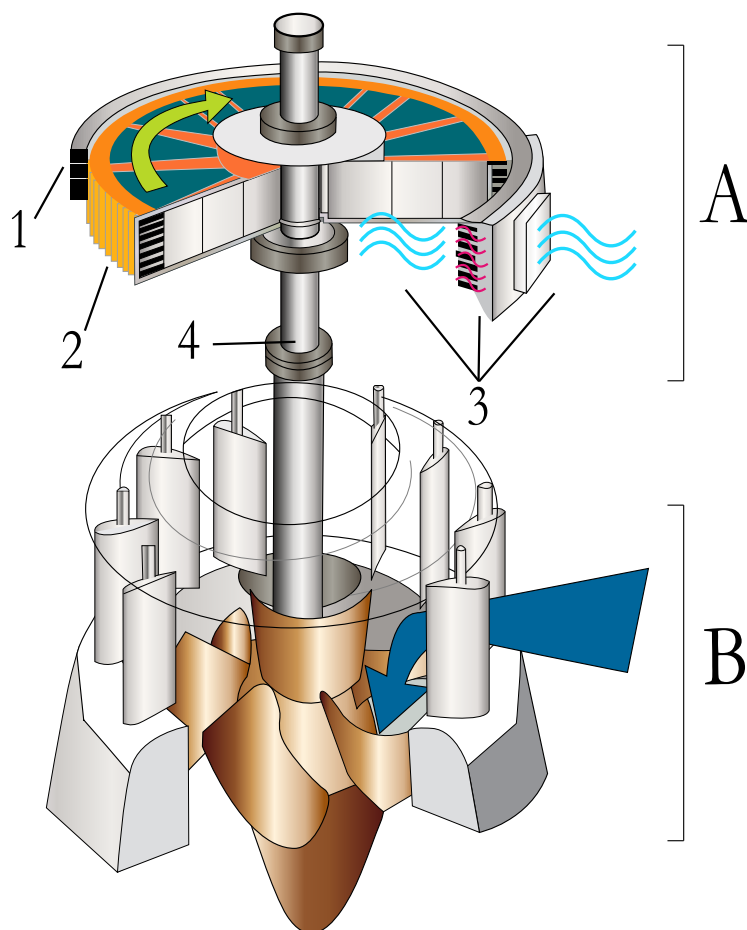


Figure 1.1 Illustration d'un groupe turbine (B)-alternateur (A), où sont identifiés : (1) le stator, (2) le rotor, (3) l'air de ventilation et (4) l'arbre. Adaptée de "Turbine hydraulique et générateur électrique, vue en coupe." par U.S. Army Corps of Engineers , 2008, ©Domaine public.

Le refroidissement des alternateurs est assuré par échange convectif, en faisant circuler un fluide, qui est généralement de l'air, à travers les composantes en boucle fermée. En tournant, le rotor agit comme un ventilateur et il induit cet écoulement. Après avoir traversé les composantes actives de l'alternateur (pôles, barres, etc.), l'air est dirigé vers des radia-

teurs eau/air, où la chaleur accumulée est extraite (une description détaillée du circuit de ventilation est présentée dans la section 2.2). L'énergie qui est nécessaire pour maintenir cet écoulement constitue les pertes de ventilation et représente 20% à 30% des pertes totales de l'alternateur. En conséquence, l'efficacité de la ventilation est également un facteur très important.

1.2 Éléments de la problématique

La plupart des centrales hydroélectriques au Québec ont été construites avant les années '70 et à cette époque les concepteurs ne bénéficiaient pas des instruments de mesures et des techniques d'analyse numérique qui sont disponibles aujourd'hui, tels que la mécanique des fluides numérique (CFD pour *Computational Fluid Dynamics*). En conséquence, un plus grand facteur de sécurité était utilisé lors de la conception de ces machines en raison de l'incertitude des méthodes de calcul. À l'aide de la technologie actuelle, on peut réduire cette marge de sécurité, ce qui permettrait d'extraire davantage de puissance des machines existantes. Pour cette raison, Hydro-Québec a démarré le projet "Augmentation de la puissance des alternateurs existants" (AUPALE) en 2002, à son institut de recherche, l'IREQ. Le but principal de ce projet est de déterminer le potentiel d'une augmentation de puissance de certains alternateurs du parc d'Hydro-Québec. Lorsqu'on augmente la puissance d'un alternateur, on augmente aussi la charge électromagnétique et mécanique. De plus, on augmente nécessairement les pertes et la température s'accroît, pouvant possiblement endommager l'alternateur ou causer un vieillissement prématuré. Le projet AUPALE a donc également le mandat d'évaluer l'impact de cette augmentation de la puissance sur la durée de vie des machines.

Les simulations électromagnétiques permettent de calculer les sources de chaleur dans les composants actifs de la machine. Ces données sont alors transmises à un programme développé par les chercheurs de l'IREQ, qui effectue une analyse thermique. Par contre, pour calculer l'échauffement de composantes, il faut également bien maîtriser le processus de dissipation de la chaleur, incluant le système de refroidissement eau/air. Une étude de l'écoulement de l'air à travers l'alternateur est donc nécessaire afin de pouvoir compléter l'étude thermique.

À ce jour, les mesures de débits d'air de ventilation en centrales sont insuffisantes pour une analyse complète du circuit de ventilation, car ce dernier est très complexe et la répartition de l'écoulement n'est pas uniforme. Il serait donc nécessaire de réaliser une campagne

de mesure de débits distribués sur le rotor et le stator afin d’obtenir un portrait global du comportement de l’air. Par contre, des contraintes d’accès limitent les possibilités de mesures et il est souvent nécessaire d’arrêter et/ou de démonter une partie de l’alternateur pour l’instrumenter. Puisque les arrêts de production sont coûteux, ces instrumentations doivent être synchronisées avec un arrêt de maintenance et en conséquence les opportunités sont très limitées et contraintes dans le temps. Pour ces raisons, les débits d’air dans la plupart des composantes de l’alternateur n’ont jamais été mesurés par Hydro-Québec.

La simulation numérique est un outil permettant de réaliser l’analyse de l’écoulement de l’air dans les groupes de grandeurs réelles, sans faire face aux inconvénients des mesures en centrales. Par contre, cette approche est également très complexe et une validation est nécessaire afin d’augmenter la confiance en la méthodologie numérique. Puisque les mesures en centrales sont insuffisantes pour valider les modèles numériques, une maquette tournante d’alternateur à l’échelle de 1 : 4, qui comprend les caractéristiques principales d’un prototype, a été conçue pour l’étude du comportement fluide uniquement. Les travaux de recherche présentés dans ce mémoire sont réalisés en partenariat avec Hydro-Québec et portent sur une première analyse de l’écoulement dans cette maquette. Notamment, des simulations CFD sont réalisées afin d’évaluer la capacité de cette approche de prédire la magnitude et la répartition des débits ainsi que les pertes de ventilation, en comparant les calculs aux mesures expérimentales. Les connaissances acquises lors de ces travaux permettront de mieux comprendre la ventilation, et contribueront au développement d’une méthodologie d’analyse pour les alternateurs d’Hydro-Québec.

1.3 Objectifs de recherche

Les objectifs principaux suivants ont été définis afin de contribuer à l’avancement du projet AUPALE au niveau de l’étude de la ventilation de la maquette :

1. Développer une expertise en matière de stratégies de simulation numérique pour l’écoulement d’air dans la maquette tournante d’alternateur.

De nombreuses stratégies de simulation sont disponibles pour modéliser l’écoulement dans la maquette d’alternateur avec la CFD. Le défi principal est d’identifier une approche qui reproduit de manière réaliste la physique réelle du problème, tout en demeurant réalisable avec les ressources de calcul disponibles. La stratégie de simulation

englobe la méthode de génération de maillage, les hypothèses simplificatrices, les schémas numériques, la modélisation de la rotation, la modélisation de turbulence, etc. À l'aide des connaissances développées dans l'étude sur maquette, une évaluation de l'applicabilité de cette approche aux prototypes est effectuée.

2. Comparer les résultats de simulations CFD à des mesures expérimentales sur maquette afin d'évaluer la précision.

La maquette tournante est conçue pour permettre la validation des simulations CFD et une combinaison de plusieurs techniques de mesure est prévue pour cette tâche. Notamment, des mesures de champs de vitesse par *particle image velocimetry* (PIV), des mesures par anémomètre à fils chauds et des mesures de vitesse par moulinette seront effectuées en conjonction avec des techniques d'intégration pour obtenir les différents débits. De plus, des méthodes qualitatives telles que la visualisation de brins de laine et de jets de fumée sont également employées. Enfin, des méthodes calorimétriques et des mesures de puissance du moteur de la maquette sont utilisées pour évaluer les pertes de ventilation.

En raison des contraintes de temps et de la quantité de travail qui peut être réalisé dans le cadre d'une maîtrise, l'aspect expérimental de ce projet est limité à des mesures de pertes de ventilation totales et à des visualisations de brins de laine.

3. Caractériser et comprendre la physique de l'écoulement fluide dans la maquette.

Une synthèse des données de simulations et de mesures expérimentales est effectuée afin de caractériser et comprendre la physique de l'écoulement d'air dans la maquette. Ce travail permet d'obtenir une meilleure connaissance du rôle des composantes du système de ventilation, ainsi que leur importance. Les notions acquises dans ce projet sont transférables à l'analyse de la ventilation d'alternateurs réelles et pourraient aider à identifier des modifications mineures au système de ventilation pouvant améliorer son efficacité, c'est-à-dire réduire la température du point chaud ou réduire les pertes de ventilation.

1.4 Structure du mémoire

Dans ce mémoire, les études préliminaires qui servent au développement de la méthode numérique sont présentées séparément des résultats finaux obtenus avec cette méthode. De plus, les résultats expérimentaux sont présentés en même temps que les résultats numériques pour faciliter les comparaisons.

En ce premier chapitre, une introduction au sujet du mémoire a été présentée, et la suite de ce mémoire est divisée en six chapitres. Le chapitre 2 contient une revue de la théorie de la mécanique des fluides pour cette application. Ensuite, les circuits de ventilation des alternateurs hydroélectriques sont décrits et une revue de littérature sur l'analyse de la ventilation d'alternateurs est présentée. Les trois approches principales, c'est-à-dire les mesures sur prototype, la méthode de réseau et la CFD, sont abordées en soulignant leurs forces et leurs faiblesses. Au chapitre 3, une description de la maquette d'alternateur d'Hydro-Québec est présentée et la nomenclature des composantes de la maquette et du circuit de ventilation est définie. Dans le chapitre 4, la méthodologie numérique employée lors des simulations CFD est décrite, ce qui inclut la génération de maillages, l'approche RANS, la modélisation de la turbulence, la discrétisation numérique, les conditions limites, etc. Dans le chapitre 5, une étude de sensibilité numérique préliminaire est réalisée afin d'investiguer l'effet de certains paramètres, tel que le modèle d'interface rotor-stator. De plus, une stratégie de simulation est adoptée pour les calculs qui suivent. Le chapitre 6 présente une synthèse comparative des résultats numériques et expérimentaux. La répartition des débits d'air dans la maquette est présentée et l'influence de la température de l'air et d'un changement géométrique est analysée. Finalement, le chapitre 7 conclut le mémoire en présentant un résumé des travaux et des suggestions pour les travaux futurs.

CHAPITRE 2

CADRE THÉORIQUE ET REVUE DE LITTÉRATURE

Dans ce chapitre, une revue des notions de base requises pour entreprendre ce travail de recherche sera présentée. D'abord, les principes physiques et les équations qui gouvernent les écoulements fluides sont énoncés. Ensuite, une description détaillée du circuit typique de ventilation d'un alternateur hydroélectrique est fournie, illustrant la complexité du circuit et le défi que représente son analyse. Finalement, à l'aide des notions acquises dans les deux sections précédentes, l'état de l'art en matière de l'analyse de la ventilation d'alternateurs hydroélectriques sera présenté en faisant ressortir les avantages et inconvénients de chacune des approches.

2.1 Principes physiques et équations de base

Les fluides sont sujets à trois principes physiques fondamentaux et bien connus. Le premier principe est la conservation de la masse, ce qui donne lieu à l'équation de continuité. Le deuxième principe est la conservation de la quantité de mouvement (2^e loi de Newton), ce qui donne lieu aux équations de Navier-Stokes. Finalement, le troisième principe fondamental est la conservation de l'énergie (1^{re} loi de la thermodynamique). Cette section traite de ces trois principes physiques, appliqués à un écoulement turbulent incompressible.

2.1.1 Équation de continuité

En faisant l'hypothèse qu'un fluide est un milieu continu, l'équation pour la conservation de la masse sous la forme différentielle s'exprime de la façon suivante :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (2.1)$$

Les effets de compressibilité dans un écoulement sont négligeables lorsque le nombre de Mach (M) est faible, c'est-à-dire :

$$M = \frac{\|\mathbf{u}\|}{c} < 0,3 \quad (2.2)$$

Dans cette dernière équation, c représente la vitesse du son et est défini en fonction de la température (T) en K, selon l'expression suivante :

$$c = \sqrt{\gamma RT}, \quad \text{et pour l'air : } \gamma = 1.4 \quad R = 287 \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right] \quad (2.3)$$

Dans le cas de la maquette tournante, la vitesse de pointe du rotor est 48 m/s à la vitesse de rotation maximale de 400 tr/min, et la température d'opération maximale est 60 C. Il en suit que :

$$M_{max} = 0,131 < 0,3$$

L'écoulement dans le cas de la maquette tournante peut donc être considéré comme étant incompressible. Dans ce cas, l'équation de continuité en 2.1 devient :

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (2.4)$$

2.1.2 Équations de Navier-Stokes

Les équations de Navier-Stokes décrivent la conservation de la quantité de mouvement pour les écoulements fluides. Elles s'écrivent comme suit pour un fluide incompressible, avec propriétés constantes :

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \nabla^2 \mathbf{u} + \mathbf{S}_{\text{rot}} \quad (2.5)$$

Si on résout les équations dans un repère tournant à une vitesse angulaire constante $\boldsymbol{\Omega}$, les deux termes sources suivants doivent être ajoutés à ces équations :

$$\mathbf{S}_{\text{rot}} = -\boldsymbol{\Omega} \times (\boldsymbol{\Omega} \times \mathbf{r}) - 2\boldsymbol{\Omega} \times \mathbf{u} \quad (2.6)$$

Dans cette dernière expression, le premier terme correspond à la force centrifuge et le deuxième terme correspond à la force de Coriolis.

La normalisation des équations de Navier-Stokes fait ressortir le nombre de Reynolds (Re) à l'équation 2.7, où U et L représentent la vitesse caractéristique et la longueur caractéristique du domaine fluide, respectivement. Le Re dénote l'importance relative des forces inertielles

et visqueuses de l'écoulement et sert entre autres d'indicateur du régime de l'écoulement (turbulent ou laminaire).

$$Re = \frac{\rho UL}{\mu} \quad (2.7)$$

La résolution des équations de Navier-Stokes nécessite une relation indépendante pour la pression provenant de l'équation de la continuité. Puisque cette dernière ne contient pas de terme de pression pour un écoulement incompressible, la relation manquante est dérivée en prenant la divergence des équations de Navier-Stokes et en simplifiant pour un fluide incompressible, ce qui mène à l'équation de Poisson pour la pression, exprimée en notation cartésienne à l'équation 2.8. Ainsi, un système d'équations aux dérivées partielles non linéaires couplées est formé. Puisqu'une solution analytique n'est pas possible (à l'exception de quelques cas spéciaux qui permettent des simplifications), les codes CFD emploient une discrétisation numérique de ces équations afin de les résoudre. La discrétisation numérique et la résolution couplée sont traitées au chapitre 4.

$$\nabla^2 p = \frac{\partial^2 p}{\partial x_i \partial x_i} = -\rho \frac{\partial}{\partial x_i} \left(U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) \quad (2.8)$$

2.1.3 Conservation de l'énergie

Le bilan énergétique d'un alternateur complet est très complexe et dépend de modèles mécanique, électromagnétique, thermique et fluide, tous couplés les uns avec les autres. Le système de refroidissement par ventilation a un impact important sur l'équilibre énergétique, car son effet apparaît à plusieurs niveaux :

- Dans le transfert d'énergie cinétique du rotor vers le fluide,
- Dans la dissipation visqueuse de l'énergie cinétique en chaleur dans le fluide, qui constitue les pertes de ventilation,
- Dans les échanges convectifs avec les parois chaudes, qui sont fortement influencées par les profils de vitesses aux parois et la température de l'air.

Compte tenu du dernier point, la ventilation a un impact sur les profils de température et de flux de chaleur dans les composantes solides, ce qui affecte les propriétés des maté-

riaux pour les analyses mécaniques et électromagnétiques. Ces exemples d'interactions entre les modèles de calcul illustrent le besoin à long terme d'orienter l'analyse des alternateurs vers une approche multiphysique, afin de capter toutes les interactions entre les modèles, ce qui constitue l'un des objectifs du projet AUPALE. Dans l'approche actuelle, les calculs thermiques, électromagnétiques et fluides sont réalisés de façon découplée, en transférant uniquement les résultats finaux. En fait, l'échauffement et les flux thermiques sont calculés par un programme maison en développement à l'IREQ, qui se sert des résultats de simulations CFD pour définir la répartition des débits et des pertes de ventilation, ainsi que certains coefficients de transfert thermique convectif. Pour les besoins de cette étude, on s'intéresse principalement au bilan énergétique du domaine fluide, qui s'exprime comme suit pour un fluide incompressible, à propriétés constantes :

$$\frac{\partial e}{\partial t} + \rho \mathbf{u} \cdot \nabla e = \underbrace{W_r}_{\text{Travail du rotor}} + \underbrace{\mu(\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) \cdot \nabla \mathbf{u}}_{\text{Dissipation visqueuse}(\Phi)} + \underbrace{\nabla \cdot (K \nabla T)}_{\dot{Q}} \quad (2.9)$$

Du côté droit de l'équation, on retrouve (dans l'ordre) le travail du rotor, la dissipation visqueuse et la conduction de chaleur. Pour la maquette tournante, il n'y pas d'échauffement à part celui provenant des pertes de ventilation et puisque les analyses se font à la stabilité thermique, le dernier terme est négligeable. Par ailleurs, dans le cadre de cette étude le bilan énergétique est principalement analysé d'un point de vue global, c'est à dire pour l'ensemble du domaine fluide. En plaçant un volume de contrôle autour de la maquette complète, la conservation de l'énergie globale peut être décrite selon l'équation 2.10, qui affirme que les pertes totales de ventilations sont égales au travail fait sur l'air par le rotor.

$$\mathbf{T}_{Rotor} \cdot \boldsymbol{\omega} = \Phi_{Total} \quad (2.10)$$

Lorsqu'on considère l'échauffement des composantes solides, la conservation de l'énergie thermique prend la forme de l'équation 2.11, dans laquelle h , K_s et S_v sont l'enthalpie, la conductivité et la source de chaleur volumique du solide, respectivement (Ansys, 2011).

$$\rho \frac{\partial h}{\partial t} = \nabla \cdot (K_s \nabla T) + S_v \quad (2.11)$$

2.1.4 Éléments de turbulence

La turbulence est difficile à définir précisément et en conséquence il est plus pratique de décrire la turbulence par ces caractéristiques principales (Tennekes et Lumley, 1972). La turbulence survient dans les écoulements visqueux lorsque le Re est élevé. La non-linéarité de l'inertie et la viscosité génèrent des instabilités dans l'écoulement, qui se manifestent sous forme de tourbillons de dimensions variées.

La turbulence est dissipative, ce qui signifie que pour qu'elle se maintienne, l'écoulement doit continuellement lui fournir de l'énergie cinétique qu'elle transforme en énergie interne par dissipation visqueuse. Ce processus est décrit par la théorie de la cascade d'énergie de Kolmogorov, qui affirme que l'énergie cinétique de la turbulence est extraite de l'écoulement moyen par les tourbillons de grandes échelles, qui sont de la taille comparable aux dimensions du domaine fluide. Ces grands tourbillons se brisent alors en plus petits tourbillons transférant ainsi l'énergie aux échelles de turbulence progressivement plus petites jusqu'à l'échelle de Kolmogorov, où l'énergie est dissipée par la viscosité. La turbulence est intrinsèquement tridimensionnelle, car l'étirement de vortex joue un rôle important dans le mécanisme dynamique de transfert d'énergie cinétique turbulente vers les plus petites échelles.

En outre, la turbulence est un phénomène aléatoire, donc une description statistique se prête bien à sa modélisation. La plupart des codes CFD, incluant celui de ANSYS-CFX, emploient l'approche RANS (pour *Reynolds Averaged Navier-Stokes*) afin de représenter l'effet de la turbulence. La technique consiste à décomposer les quantités fluides dans les équations de conservation en la somme d'une composante temporellement moyenne et d'une fluctuation autour de cette moyenne. L'approche RANS et la modélisation de la turbulence sont présentées dans la méthodologie numérique à la section 4.1.

Enfin, la turbulence est diffusive, ce qui augmente le transport de quantité de mouvement et de scalaires passifs tel que l'énergie thermique. Cette propriété est donc importante pour l'analyse du refroidissement d'alternateurs par convection.

Région de la paroi

La turbulence influence grandement l'écoulement dans la couche limite, en augmentant le transfert de quantité de mouvement et le transfert thermique. L'étude de l'écoulement

au voisinage de la paroi est généralement effectuée à l'aide de variables adimensionnelles. On introduit une vitesse de frottement u_τ à l'équation 2.12, à partir de laquelle une vitesse adimensionnelle moyenne (u^+) et une distance adimensionnelle normale à la paroi (y^+) sont définies à l'équation 2.13, pour une surface lisse.

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (2.12)$$

$$y^+ = \frac{y}{\nu/u_\tau}, \quad u^+ = U/u_\tau \quad (2.13)$$

où τ_w est le cisaillement pariétal, y est la distance normal à la paroi et U est la vitesse moyenne de l'écoulement.

Il existe une région de l'écoulement à la paroi dans laquelle la viscosité domine et la turbulence ne peut être maintenue. Cette région se nomme la sous-couche visqueuse et de nombreuses études expérimentales ont établi qu'elle s'étend de la paroi jusqu'à $y^+ \approx 5$. Le profil de vitesse dans la sous-couche visqueuse est décrit par la relation linéaire en 2.14.

$$u^+ = y^+ \quad (2.14)$$

Une zone tampon s'étale sur la plage $5 < y^+ < 30$ et permet la transition entre la sous-couche visqueuse et la sous-couche inertielle où les effets locaux de la viscosité deviennent relativement faibles. Le profil de vitesse moyen dans la sous-couche inertielle prend la forme logarithmique de l'équation 2.15. Cette relation constitue la *loi logarithmique* avancée par Von Kàrmàn en 1930 et elle est l'une des percées importantes dans la théorie de la turbulence. Lors de la modélisation numérique de la turbulence, cette relation permet d'approximer l'écoulement près des surfaces à l'aide des fonctions de paroi, tel que décrit à la section 4.1. Les trois couches de la région de paroi décrites dans cette section sont identifiées à la Figure 2.1.

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln y^+ + a \quad (2.15)$$

où $\kappa = 0.41 \pm 5\%$ (constante de Von Kàrmàn) et $a = 5.2 \pm 5\%$.

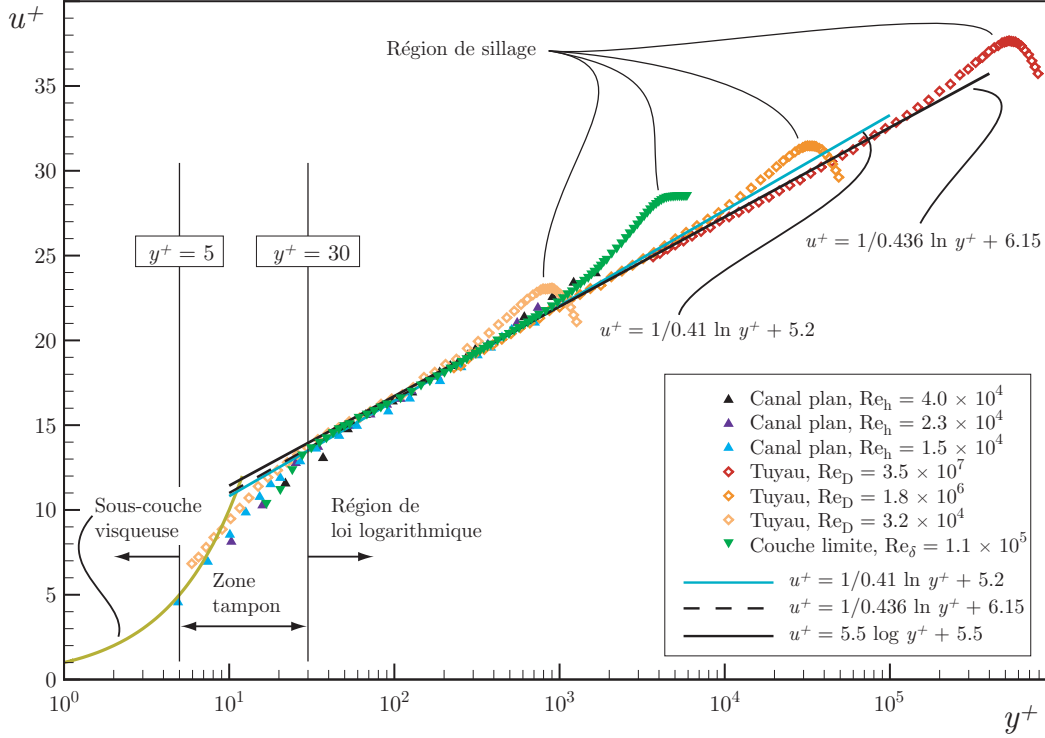


Figure 2.1 Profils de vitesse moyens dans région de paroi, illustrant la loi de la paroi. Image tirée de Lemay (2008).

2.2 Circuit de ventilation d'un alternateur hydroélectrique

Le rôle du système de ventilation est de maintenir la température des composantes actives à l'intérieur de la plage sécuritaire, afin d'assurer le bon fonctionnement de la machine. Tel que nous le verrons dans cette section, les composantes à refroidir sont nombreuses et le circuit de ventilation est complexe. Le défi du concepteur est donc d'assurer un débit de ventilation adéquat pour refroidir toutes ces composantes, tout en minimisant les pertes de ventilation qui diminuent la performance globale de la machine (Pandey, 1992). Le principe de fonctionnement et l'image générale du circuit de ventilation sont semblables pour la plupart des alternateurs hydroélectriques. Par contre, la puissance, la vitesse de rotation, la taille et plusieurs autres paramètres de l'alternateur peuvent varier grandement selon le site d'exploitation. Conséquemment, il existe une multitude de configurations de ventilations et de designs.

Afin de donner un aperçu du circuit de ventilation, l'alternateur du groupe Beauharnois 35 sera présenté comme exemple. Ce dernier a été choisi, car la maquette tournante a été

conçue à l'aide d'une étude de similitude basée sur cet alternateur. Tout au long de la description du circuit de ventilation, des exemples de certaines variantes communément retrouvées (types de ventilateurs, configurations de rotor, etc.) seront présentés.

Circuit général de ventilation

Généralement, le circuit global de l'air de l'alternateur est en boucle fermée. En partant près du centre du rotor, l'air est forcé vers l'extérieur radialement, sous l'action de la force centrifuge provenant de la rotation du rotor. L'air s'échauffe en traversant le rotor et le stator et se retrouve dans la carcasse, où il est redirigé vers des radiateurs¹, qui extraient la chaleur accumulée. À la sortie des radiateurs, l'air refroidi est dirigé vers l'enceinte pour ensuite retourner vers le centre du rotor par un passage supérieur ou un passage inférieur (voir les flèches bleues de la Figure 2.2.)

Il est également possible que la ventilation soit opérée en circuit ouvert lors des mois d'hiver où la chaleur extraite de la machine est utilisée pour réchauffer la centrale hydroélectrique. Ceci est fait en ouvrant les volets des ouvertures du plancher (voir la Figure 2.2 b.). Ce scénario est peu fréquent et complique grandement l'analyse de la conservation de l'énergie du système. Conséquemment, l'analyse du refroidissement des alternateurs se fait uniquement en considérant une boucle de ventilation fermée. Une description plus détaillée du circuit de ventilation est maintenant présentée, en se penchant sur les composantes principales.

Rotor

Le point de départ dans cette description de la boucle de ventilation est le rotor. En tournant, il agit en tant que pompe et il génère l'écoulement radial par force centrifuge. Le diamètre des rotors d'alternateur hydroélectriques mesure habituellement plusieurs mètres (10 m dans le cas de Beauharnois-35), car ce sont des machines à grandes dimensions qui tournent à des vitesses relativement faibles (94,7 tr/min dans les cas de Beauharnois-35). Par contre, en raison de sa grande taille, la vitesse au rayon externe du rotor est tout de même élevée.

Le rotor est composé d'une jante, qui est supportée par des bras de croisillons reliés à l'arbre. L'air est aspiré dans la région entre les croisillons par le haut et/ou le bas, pour

1. Les radiateurs ne sont pas illustrés dans la vue présentée à la Figure 2.2. Plusieurs autres éléments géométriques sont également omis ou simplifiés.

être poussé radialement vers la jante. Dans le cas de Beauharnois-35, les croisillons sont droits et tout l'espace entre les croisillons est ouvert. Il est aussi possible de retrouver des croisillons placés à angle pour améliorer la ventilation. De plus, les croisillons peuvent être partiellement fermés par une paroi au-dessus et en dessous. Dans ce cas, des ouvertures placées judicieusement permettent à l'air d'accéder au centre du rotor. L'optimisation de la position et de la taille de ces ouvertures est un sujet de recherche actuel. La jante n'est pas sujette à un d'échauffement notable, mais elle possède des milliers de petits canaux, qui permettent à l'air de traverser radialement afin d'atteindre les composantes à refroidir. Fixés sur le périmètre de la jante se trouvent les pôles, illustrés en rouge à la Figure 2.3. Ces derniers sont sujets à un échauffement important et doivent être refroidis. L'air provenant des canaux de la jante passe dans la région entre les pôles (l'interpôle) refroidissant ainsi les surfaces latérales pour ensuite rejoindre l'entrefer, l'espace de quelques centimètres qui sépare le diamètre externe du rotor de la surface interne du stator. L'entrefer est une région d'intérêt pour l'étude de la ventilation, car les faces polaires et le stator sont refroidis par l'air qui circule dans cette région. Les caractéristiques de l'écoulement à cet endroit sont méconnues, par contre il est soupçonné que cette région contribue fortement aux pertes de ventilation. Des ventilateurs sont positionnés au dessus et au dessous de la jante afin d'améliorer le refroidissement des extrémités des pôles et du stator. Les ventilateurs de l'alternateur de Beauharnois-35 sont du type radial avec déflecteurs axiaux tels qu'illustrés dans la Figure 2.3, par contre il existe aussi des configurations uniquement axiales ou radiales et la conception de ces ventilateurs varie beaucoup d'un alternateur à l'autre. À titre d'exemple, la Figure 2.4 illustre une photo de l'alternateur du groupe Manic-21, qui possède des croisillons fermés et à angle ainsi que des ventilateurs axiaux. Le comportement de l'air à la sortie des ventilateurs dépend fortement de leur conception. Généralement, une partie de cet air entre dans l'entrefer verticalement et une autre partie refroidit les composantes chauffantes aux extrémités axiales du stator.

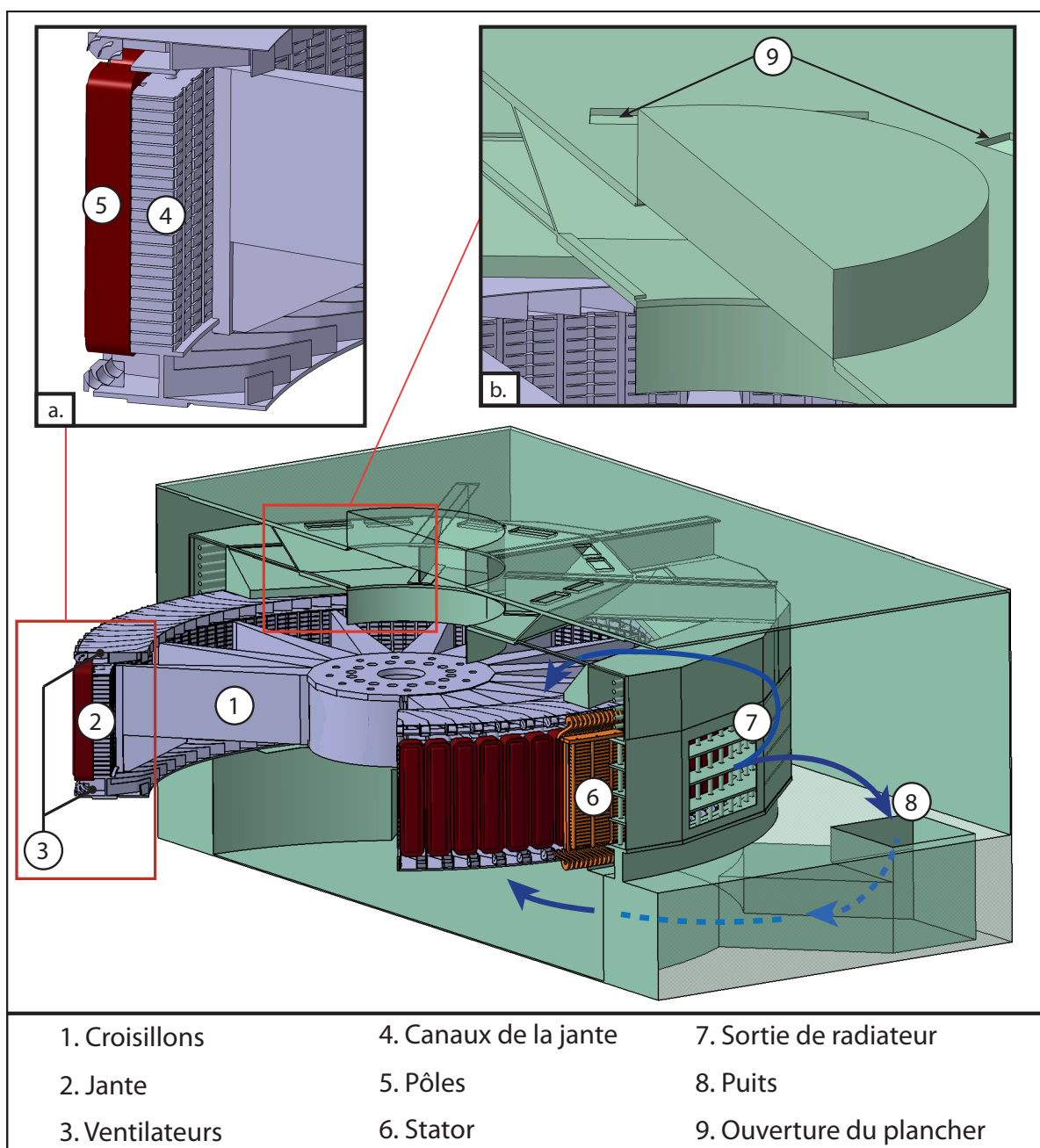


Figure 2.2 Vue en coupe de la géométrie de l'alternateur du groupe Beauharnois-35

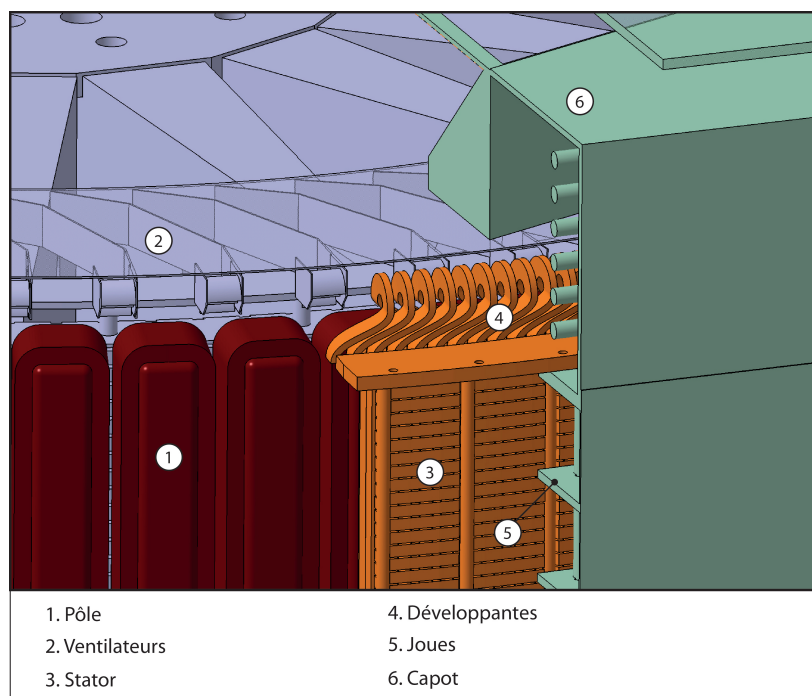


Figure 2.3 Vue en coupe de la géométrie de l'alternateur du groupe Beauharnois-35

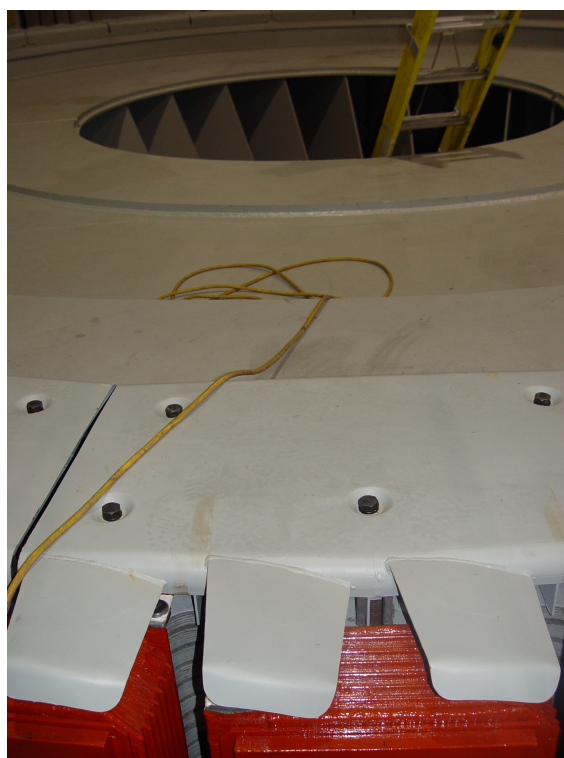


Figure 2.4 Photo du rotor de l'alternateur du groupe Manic-21

Stator et carcasse

L'air provenant du rotor passe ensuite à travers le stator, lequel est illustré en orange à la Figure 2.3. Le stator est composé d'un empilement de tôles, traversé par des barres isolées dans lesquelles le courant circule. Le stator est sujet à un échauffement important et son refroidissement est particulièrement critique, tel que démontré par une investigation de 1199 alternateurs réalisée par le comité CIGRÉ SC11-EG11.02. Dans cette étude, 56% de tous les défaillances étaient dues à la dégradation thermique du matériel diélectrique dans le stator.

Le stator dispose donc de milliers de petits canaux de ventilation qui assurent un refroidissement conforme aux limites thermiques de ce matériel diélectrique. Des entretoises verticales supportent l'ouverture des canaux en plus de guider l'écoulement à l'intérieur. Le design de ces entretoises peut varier selon le prototype. L'optimisation de leur géométrie (longueur et orientation) pour améliorer l'efficacité du refroidissement est un sujet de recherche actuel. Aux extrémités axiales du stator se trouvent les développantes, connecteurs et autres composants, qui doivent également être refroidies.

L'air qui a circulé à travers le stator et les développantes est confiné par une carcasse, illustré en vert dans la Figure 2.3. La carcasse du groupe Beauharnois-35 est fermée, c'est-à-dire que la carcasse dirige l'air vers des ouvertures où sont fixés les radiateurs. Elle est divisée en caissons par des parois horizontales (les joues). Les deux caissons aux extrémités axiales qui confinent les développantes sont nommés les capots. On retrouve également des conceptions d'alternateur où les radiateurs sont placés ailleurs dans la boucle de ventilation, laissant la carcasse ouverte.

2.3 État de l'art de l'analyse des systèmes de ventilation

Cette section présente l'état de l'art des techniques d'analyse de la ventilation d'alternateurs hydroélectriques. Lors des études thermofluides, les manufacturiers d'alternateurs et les producteurs d'hydroélectricité font appel à trois approches principales : la mesure en centrale, la modélisation par réseaux hydrauliques et thermiques et la simulation CFD. Dans cette section, les trois méthodes sont décrites en faisant ressortir les avantages et les difficultés associés avec chacune. Face à leurs limitations respectives, plusieurs approches sont souvent combinées et utilisées de façon complémentaire lors d'une étude. Une revue bibliographique a été réalisée et des exemples d'études sont décrits.

2.3.1 Mesures en centrale

Tel que mentionné dans l'introduction du mémoire, les possibilités de mesure de la ventilation en centrale sont très limitées. En fait, lorsqu'un groupe est analysé par Hydro-Québec, jusqu'à trois mesures de débits sont effectuées, soit le débit d'air total de façon directe et indirecte, le débit de retour dans les puits de la fosse alternateur et le profil axial des vitesses à la sortie du stator.

Débit total

Le débit total est une information cruciale pour l'analyse thermofluide. La conservation de ce débit constitue une relation de base pour les calculs de réseaux hydrauliques. De plus, le débit total de ventilation est habituellement utilisé comme condition frontière lors des simulations CFD. Généralement, cette mesure est effectuée à la sortie des radiateurs, car on peut supposer que la totalité du débit de ventilation y passe pour la plupart des configurations de ventilation. De plus, les radiateurs sont placés sur la périphérie de la carcasse, ce qui permet un accès relativement facile. Ce débit peut être mesuré de façon directe, par la méthode d'intégration, et de façon indirecte par la méthode de caractéristiques des radiateurs ou par la méthode calorimétrique.

La méthode d'intégration consiste à faire un balayage de mesures de vitesses ponctuelles, à l'aide d'un anémomètre (à fils chaud ou par tube Pitot). Ensuite, on effectue l'intégrale des vitesses sur la surface du radiateur pour obtenir le débit total. Une attention particulière doit être accordée à la non-uniformité de l'écoulement à la sortie du radiateur, à l'instationnarité de l'écoulement et à la variation du débit d'un radiateur à l'autre, qui peut atteindre 6% selon l'étude de Filipan *et al.* (1993).

La méthode de caractéristiques des radiateurs est une mesure indirecte qui se base sur des courbes empiriques, qui décrivent la relation entre la chute de pression à travers le radiateur en fonction du débit à l'entrée et à la sortie du radiateur. La précision des résultats dépend fortement de la qualité des courbes empiriques, qui sont rarement disponibles pour les radiateurs installés en centrales (Filipan *et al.*, 1993). Cette méthode n'est donc pas convenable pour des études d'augmentation de puissance sur des machines existantes.

L'approche calorimétrique est également une mesure indirecte du débit total. Cette méthode se base sur la conservation d'énergie lors de l'échange thermique entre l'air et l'eau

dans le radiateur. Des capteurs mesurent la température de l'eau et de l'air à l'entrée et à la sortie du radiateur ainsi que le débit d'eau. Conséquemment, le débit d'air peut être calculé à l'aide de l'équation 2.16 (Chaaban *et al.*, 2008).

$$(\dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T)_{Air} = (\dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T)_{Eau} \quad (2.16)$$

Dans une campagne de mesure de température distribuée par fibre optique sur un alternateur, Hudon *et al.* (2005) ont observé des températures plus élevées aux extrémités axiales du noyau du stator qu'au centre, où se trouve le capteur thermique RTD (*resistive thermal detectors*) et ils ont conclu que la mesure du RTD est insuffisante pour estimer la température du point chaud. Cet écart de température est associé à la non-uniformité du profil axial de la ventilation dans le stator. Donc, en plus du débit total, il est important de connaître la distribution axiale de la ventilation dans le stator et le rotor. Le profil axial de la ventilation dans le stator peut être mesuré par un capteur de débit par différence de pression, qui a été conçu et fabriqué sur mesure à l'IREQ, pour ces mesures (Hudon *et al.*, 2010b). Cette information est donc devenue un intrant important pour les calculs d'échauffement de stator d'Hydro-Québec (Chaaban *et al.*, 2008).

Les pertes de ventilation en centrale peuvent être estimées à partir du ralentissement du rotor lorsqu'aucun couple externe n'est exercé sur ce dernier, en connaissant le moment d'inertie du rotor par rapport à son axe de rotation. Elles peuvent également être estimées de façon calorimétrique en additionnant l'énergie thermique extraite par tous les radiateurs, calculées à l'aide de l'équation 2.16.

En bref, les mesures expérimentales des pertes et des débits d'air, soit de façon directe ou indirecte, sont un aspect indispensable de l'analyse du circuit de ventilation. Quoiqu'elles soient insuffisantes pour une analyse complète de la ventilation, les résultats de mesures servent d'intrants et de points de validation pour les simulations numériques d'écoulements fluides et les calculs thermiques.

2.3.2 Analyse par méthode de réseaux

La méthode de réseaux, tant hydraulique que thermique, est la plus répandue pour l'analyse thermofluide des alternateurs, incluant le refroidissement par ventilation. Dans le passé, les ingénieurs se sont surtout appuyés sur cette méthode, car les simulations CFD n'étaient

pas envisageables pour cette application sans les progrès informatiques récents et la disponibilité des codes CFD commerciaux matures de ce jour. Dans une revue de l'évolution des approches d'analyse thermique de machines éleectriques, Boglietti *et al.* (2009) constatent que les concepteurs d'alternateurs possèdent généralement une formation de génie électrique tandis que l'étude thermofluide est une discipline du génie mécanique. Ils attribuent en partie la préférence pour la méthode de réseaux à ce fait et ils jugent également que l'analyse thermique ne semble pas avoir été traitée avec autant de rigueur que l'analyse électromagnétique pour cette raison.

La méthode de réseaux hydrauliques consiste à représenter dans le modèle numérique, tous les passages d'air à travers la machine par un système de résistances, analogue à un circuit électrique. Ensuite, des formules empiriques et des données expérimentales sont utilisées pour assigner une résistance hydraulique à chacun des passages d'air dans le modèle numérique. Les différences de pression sont représentées par des différences de potentiel et sont calculées en fonction du débit (Q) et de la résistance hydraulique (ζ) selon l'équation 2.17. Ainsi, un système d'équations peut être dérivé à l'aide de la théorie de circuits électriques, et la distribution de l'air à travers chacune des composantes peut être calculée de façon itérative. Une description de l'application de la méthode des réseaux hydrauliques aux alternateurs hydroélectriques est fournie par Chen (2001) et par Fukushima *et al.* (1985).

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{\rho Q^2}{2} \quad (2.17)$$

Le défi principal de cette approche est de définir les coefficients de résistances hydrauliques. Dans certains cas, des relations analytiques développées pour les géométries simples peuvent être utilisées (Fukushima *et al.*, 1985). Les résistances hydrauliques peuvent aussi être déterminées à l'aide de courbes empiriques provenant de résultats expérimentaux. Par exemple, on peut faire référence aux travaux de Gunabushanam et Venkata (2006), dans lesquels des essais de soufflerie ont été réalisés sur une maquette de stator, afin d'établir la relation entre la perte de pression totale et la distance parcourue dans un canal, ainsi qu'entre le coefficient de perte hydraulique et la vitesse d'entrée dans le canal. Finalement, les coefficients de résistance hydraulique peuvent aussi être déterminés à partir des simulations CFD des composantes spécifiques. Ce rôle de la CFD est d'ailleurs abordé à la section 2.3.3.

Les réseaux hydrauliques ont l'avantage de pouvoir être facilement couplés à un réseau thermique, pour effectuer un calcul thermofluide itératif, incluant la conduction de chaleur

dans les composantes solides. La méthode de réseau thermique pour les composantes solides de machines électriques est décrite par Dajaku et Gerling (2006). Ce type de calcul requiert les coefficients de transfert de chaleur convectifs entre les éléments solides et fluides, qui dépendent surtout des vitesses de l'écoulement fluide près de la paroi et ne peuvent pas être extraits des résultats de réseaux hydrauliques. Cependant, tout comme les résistances hydrauliques, les coefficients de transfert de chaleur convectifs peuvent être calculés via des relations empiriques. On peut se référer à Shanel *et al.* (2000) pour des relations exprimant le coefficient de convection à la surface d'un pôle en fonction de la vitesse au bout du pôle. Ces relations offrent des résultats satisfaisants dans certains cas, par contre la notion de relation empirique universelle est simpliste et ces relations peuvent introduire une erreur importante lorsque la configuration de la ventilation diffère de celle qui a servi au développement de la relation. Le coefficient de transfert thermique peut aussi être extrait des résultats de simulations CFD effectués sur des composantes spécifiques, tel que décrit à la section 2.3.3. Au niveau des réseaux hydrauliques-thermiques couplés, on recense entre autres les travaux de Traxler-Samek *et al.* (2008, 2010) qui ont également inséré un calcul électrique dans la boucle d'itérations afin de tenir compte de l'effet de l'échauffement sur les pertes RI^2 .

Nombres d'études ont démontré que la méthode de réseaux est rapide et efficace lorsque le circuit de ventilation est bien représenté et que les coefficients de résistance sont corrects (Boglietti *et al.*, 2009). Par contre, la représentation du cheminement de l'air dans l'alternateur par un circuit de résistances n'est pas triviale et nécessite une bonne connaissance du comportement de l'air au préalable. De plus, il est difficile d'obtenir ces coefficients pour tous les passages d'air dans l'alternateur. Pour ce faire, les manufacturiers se basent, en partie, sur des courbes expérimentales et leur expérience d'analyses passées, deux ressources qui ne sont pas disponibles aux chercheurs de l'IREQ lors d'une nouvelle étude. Enfin, le niveau de détail des résultats est limité à un débit/flux par passage et une pression/température par nœud. En conséquence, plusieurs données pertinentes à l'analyse, telles que les champs de vitesses et de pression ou les coefficients de transferts de chaleur, ne sont pas calculés.

2.3.3 Analyse par CFD

Contrairement au circuit de ventilation schématisé d'un réseau hydraulique, les simulations CFD permettent de calculer l'écoulement d'air à travers la géométrie réelle du circuit de ventilation, en discrétisant le domaine fluide à l'aide d'un maillage. Avec cette méthode, on résout directement les équations de conservation, éliminant ainsi le problème que posait la définition des coefficients décrits à la section 2.3.2.

La CFD est une technique relativement exigeante en ressources computationnelles et son application à la ventilation d’alternateurs hydroélectriques est particulièrement ardue. Ceci est attribuable, en grande partie, à la géométrie complexe qui présente une grande variation d’échelles de longueur et un grand nombre de surfaces solides. Les composantes de petites échelles, telles que les canaux de la jante et du stator, sont nombreuses et exigent un maillage très fin relativement aux dimensions de la machine. En conséquence, la taille des maillages de circuits de ventilation complets est typiquement de l’ordre de 10^7 à 10^8 éléments. De ce fait, ces simulations doivent être effectuées sur une grappe de calcul haute performance afin d’obtenir un résultat dans un délai raisonnable, ce qui explique pourquoi la CFD était peu accessible pour cette application avant la baisse du prix des composantes informatiques. À ce jour, les simulations du circuit de ventilation complet sont peu nombreuses dans la littérature et font généralement des grands compromis au niveau du maillage face aux limites informatiques.

Les grands manufacturiers d’alternateurs, dont GE Hydro, Andritz Hydro et Alstom Hydro, utilisent les simulations CFD principalement pour analyser l’écoulement et le transfert de chaleur localement, autour de composantes spécifiques de l’alternateur, afin d’extraire certaines caractéristiques (coefficients de résistance hydraulique, coefficients de transfert de chaleur, etc.) pour alimenter les calculs de réseaux (Hemery et Kunz, 2009; Merkhouf *et al.*, 2004; Kastner *et al.*, 2010). De plus, les analyses locales peuvent également servir à évaluer la performance et améliorer la conception de certaines composantes de l’alternateur. On pense aux travaux de Depraz *et al.* (2006) qui portent sur la ventilation dans le capot et en bout de pôle. Les auteurs ont proposé une modification géométrique qui améliore le refroidissement des développantes en s’appuyant sur les résultats de simulations locales, en plus de valider la répartition de débit calculé à l’aide d’un réseaux hydraulique. Streibl *et al.* (2006) ont mené des simulations CFD afin de caractériser la performance d’une conception de ventilateur pour une plage de débits et d’angles d’attaque de l’air. Par ailleurs, Shanel *et al.* (2003) présentent une optimisation de la géométrie des blocs qui servent d’espaceurs entre les pôles d’une maquette, en réalisant des simulations CFD d’une tranche axiale du rotor, près de la mi-hauteur. En outre, Gunabushanam et Venkata (2006) se sont intéressés à la relation entre le coefficient de pertes hydraulique et la vitesse d’entrée lors de simulations locales d’une section de stator.

Il est possible de réduire la taille du maillage et donc le coût de calcul des simulations d’alternateurs hydroélectriques en utilisant un modèle de milieu poreux pour représenter les

éléments géométriques qui imposent les plus grandes contraintes de raffinement de maillage, soit la jante, le noyau du stator et les développantes. Cette technique permet également de réduire considérablement le temps nécessaire pour générer le maillage, car les volumes poreux n'en font pas partie. Par contre, puisqu'on ne résout pas les équations de conservation dans le volume poreux, on se retrouve devant une problématique semblable à celle des réseaux : celle d'assigner des coefficients de pertes directionnelles au volume poreux. La modélisation des développantes par milieu poreux est présentée par Tong (2008), dans une étude qui a permis d'optimiser la configuration de l'écoulement dans cette région d'un alternateur, afin d'améliorer le refroidissement et réduire les pertes et le bruit de ventilation. Similairement, Lidell *et al.* (2001) ont investigué le surchauffement de développantes d'alternateurs de la centrale Roxburgh en Nouvelle-Zélande, par simulations CFD en employant le modèle de milieu poreux pour représenter le rotor et le stator. Les auteurs ont proposé une modification des ventilateurs permettant de corriger le problème thermique, qui empêchait la machine d'opérer à pleine puissance. Cette modification a eu comme effet d'augmenter la surpression développée par le ventilateur de 40% en échange d'une augmentation de 10% au niveau des pertes de ventilation. Par ailleurs, Houde *et al.* (2008) ont développé une stratégie de calcul qui consiste à coupler itérativement une simulation de la ventilation de la machine complète, en remplaçant le stator par un milieu poreux, à une simulation limitée au stator avec la géométrie détaillée. Ainsi, les coefficients de résistances directionnelles du milieu poreux peuvent être approximés à partir des résultats des simulations détaillées du stator.

L'échauffement thermique du domaine fluide peut être calculé lors d'une simulation CFD en spécifiant une température constante ou un flux de chaleur constant aux surfaces solides, ce qui permet de calculer les coefficients de transfert thermique aux parois. Cette approche est employée par Shanel *et al.* (2000) lors d'une investigation de l'effet du modèle de turbulence et de la vitesse de rotation du rotor sur les coefficients de convection dans une maquette à échelle réduite. Par contre, une comparaison expérimentale subséquente révèle que les coefficients provenant des simulations sont sous-estimés de 30% (Pickering *et al.*, 2001). Une solution plus réaliste peut être obtenue en calculant l'échauffement des composantes solides simultanément au calcul CFD thermique, à l'aide d'un calcul CHT (*Conjugate Heat Transfer*), ce qui est comparable au couplage des calculs de réseaux thermiques et hydrauliques. Avec ce type de calcul, les flux de chaleur et les températures de surfaces ne sont pas imposés, car ils font partie de la solution. Kastner *et al.* (2010) soulèvent l'interrogation quant à la nécessité d'inclure la conduction du solide, tandis que Shanel *et al.* (2003) affirme qu'un calcul CHT, qui inclut la source de chaleur provenant des pertes, est nécessaire afin de produire un modèle thermique réaliste. Cette approche est employée par Zhu et Guo (2009) afin de

réaliser une étude de sensibilité paramétrique, dans le but d’optimiser la ventilation et le refroidissement du stator.

La validation des résultats numériques est problématique pour l’analyse de la ventilation d’alternateur en raison d’une insuffisance de données expérimentales, ce qui a mené au développement de plusieurs projets de recherche sur maquettes expérimentales, incluant le présent projet et les études de Shanel *et al.* (2000) mentionnées précédemment. On retient principalement les travaux de Ujiie *et al.* (2006), qui présentent une comparaison de résultats CFD et expérimentaux de l’analyse de la ventilation d’une maquette d’alternateur à échelle réduite. Des écarts moyens de 7% et 5% ont été obtenus au niveau des mesures de débits et de pressions respectivement. Suite à cette validation, la méthodologie a été appliquée à un prototype. Par ailleurs, un projet de recherche sur maquette d’alternateur est en cours à l’Université de Chalmers et certaines problématiques sont actuellement étudiées en collaboration avec l’IREQ. Parmi les travaux récents, Moradnia et Nilsson (2010) offrent une comparaison de quatre configurations de ventilation et une comparaison de modèles de turbulence, réalisée à l’aide de OpenFOAM, un code CFD à distribution libre. Une étude paramétrique de modifications géométriques a également été réalisée (Moradnia et Nilsson, 2011a). Finalement, une comparaison des vitesses provenant des simulations numériques et des mesures sur maquette a révélé une bonne correspondance qualitative, mais d’importants écarts au niveau quantitatif, qui ont été attribués aux simplifications géométriques et aux effets d’instationnarité (Moradnia *et al.*, 2011b). Les manufacturiers IMPSA et Harbin entament également des projets de maquette d’alternateurs, mais ceux-ci ne sont pas publiés à ce jour.

Cette étude bibliographique a fait ressortir le potentiel que présente la CFD pour l’analyse de la ventilation d’alternateurs, tout en illustrant les difficultés associées à cette méthode et le besoin de validation expérimentale. Elle permet d’avoir une description détaillée de l’écoulement dans son ensemble que nulle autre méthode ne peut offrir, ce qui mène à une meilleure compréhension de la ventilation, qui est nécessaire afin d’apporter des améliorations innovatrices, telles que celles citées dans la présente revue de littérature. La CFD est devenue un outil d’analyse courant pour ce type d’études et elle prendra sans doute une place toujours plus importante, à mesure que les progrès informatiques se poursuivent et que les logiciels s’améliorent.

CHAPITRE 3

BANC D'ESSAI : LA MAQUETTE TOURNANTE

La conception et la fabrication de la maquette tournante a été un projet d'envergure qui a été réalisé par une équipe de l'unité de robotique de l'IREQ (Boudreault *et al.*, 2011). Du premier croquis à la livraison finale, le projet s'est étalé sur deux ans. La maquette, illustrée à la Figure 3.1, est un modèle réduit et simplifié de l'alternateur du groupe Beauharnois-35, qui a été présenté au chapitre précédent, et elle possède tous les éléments principaux pour reproduire un écoulement d'air semblable à la celui du prototype.

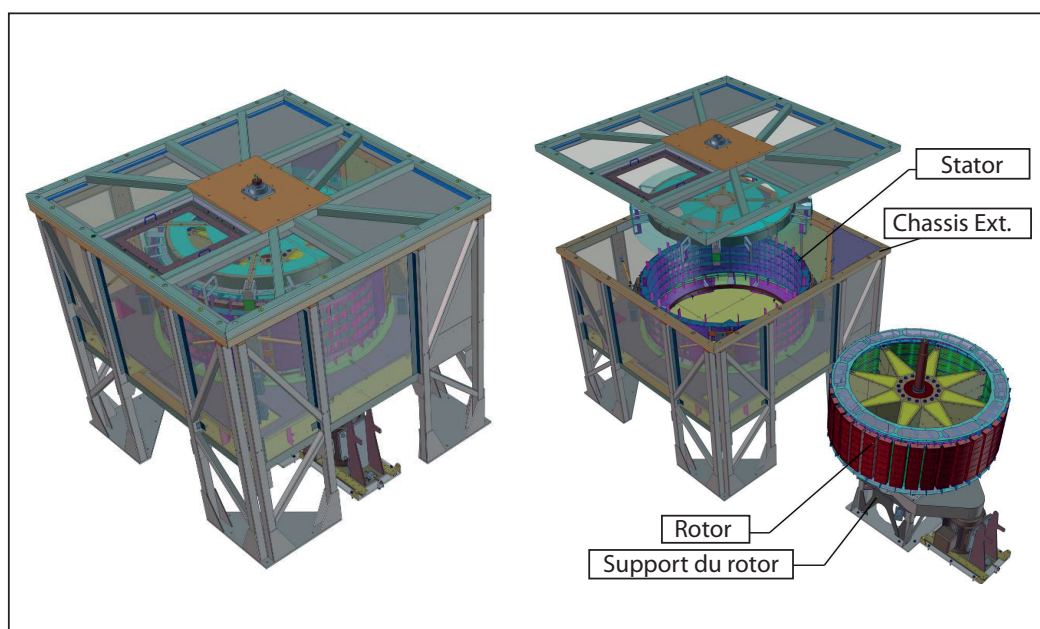


Figure 3.1 Vue isométrique et éclatée de la maquette d'alternateur. Adaptée de “Maquette tournante alternateur : rapport de conception mécanique” par É. Lavoie *et al.*, 2011, *Rapport IREQ-2011-0069*, p.11, ©Hydro-Québec.

Ce chapitre traite d'abord des simplifications, de la réduction d'échelle et de l'étude de similitude qui ont été réalisées pour la conception de la maquette, suivi par une description de la géométrie et de la nomenclature des composantes. De plus, durant l'été 2010, lors d'un essai de mise en service, il y a eu contact entre le rotor et le stator, ce qui a causé un bris majeur de la maquette. L'incident a été attribué à la conception du capot et ce problème a été corrigé dans le design actuel de la maquette. Ce mémoire inclut des simulations faites avec

les deux designs de maquette, puisque le bris est survenu presque un an après le début de ce projet de maîtrise. Conséquemment, la géométrie avant l'incident, ainsi que les modifications apportées par la suite seront présentées. Enfin, la maquette a été conçue pour s'adapter à la configuration de différents alternateurs et circuits de ventilation, ainsi les différentes possibilités d'ajustements sont présentées à la fin de ce chapitre.

3.1 Simplifications, réduction d'échelle et étude de similitude

Il est dans un premier temps important de comprendre que les résultats des études effectuées sur la maquette ne servent pas directement à l'analyse des prototypes. L'étude de l'écoulement d'air dans la maquette sert plutôt à développer et valider une méthodologie numérique et expérimentale pour l'analyse de ce type d'écoulements fluides. De ce fait, il n'était pas nécessaire que la maquette soit une reproduction exacte du prototype qui possède une géométrie complexe et très détaillée. Conséquemment, de nombreuses simplifications ont été faites lors de la conception de la maquette pour faciliter la conception, la fabrication, l'analyse par CFD et les mesures expérimentales par PIV. Notamment, plusieurs composantes ont été omises du design, car il a été jugé qu'elles avaient un faible impact sur la ventilation.

La réduction d'échelle globale pour le rotor est de 1 : 4 dans la direction radiale et 1 : 2 dans la direction axiale. La réduction est moins grande dans la direction axiale afin de faciliter l'accès à l'intérieur de la maquette, pour la maintenance et l'instrumentation. De plus, certaines dimensions du prototype, telles que la dimension des canaux de la jante, des canaux du stator et de l'entrefer, sont conservées dans la maquette pour augmenter la similitude de l'écoulement et pour faciliter le transfert technologique de l'expertise et des instruments de mesure développés en laboratoire vers le prototype. Le tableau 3.1 décrit la mise à l'échelle des dimensions de la maquette d'alternateur.

Tableau 3.1 Comparaison des dimensions du prototype et de la maquette

Dimension	Unités	Prototype	Maquette
Diamètre du rotor	mm	9081	2270
Hauteur du rotor	mm	1604	802
Hauteur canaux jante	mm	12.2	12.7
Largeur canaux jante	mm	50.8	47.7
Entrefer	mm	12.7	12.7
Hauteur canaux stator	mm	6.0	6.0
Largeur canaux stator	mm	48.7	42.5

La similitude globale de l'écoulement est assurée en ajustant la vitesse de rotation pour compenser la réduction d'échelle dans la direction radiale. Le paramètre non dimensionnel à conserver est le nombre de Reynolds local basé sur la distance d'entrefer (e), comme suit :

$$Re = \left[\frac{\rho \cdot (\omega_p r_p) \cdot e}{\mu} \right]_{Prototype} = \left[\frac{\rho \cdot (\omega_m r_m) \cdot e}{\mu} \right]_{Maquette} \quad (3.1)$$

En considérant que les propriétés de l'air (μ et ρ), qui dépendent surtout de la température, sont approximativement les mêmes en laboratoire qu'en centrale, l'équation 3.1 se simplifie à l'expression suivante :

$$\left[\frac{\omega_m}{\omega_p} \right] = \left[\frac{r_p}{r_m} \right] = 4$$

Il en suit que la vitesse de rotation de la maquette respectant le critère de similitude est 379 tr/min, par rapport à la vitesse de rotation du prototype de 94.7 tr/min. On suppose qu'à cette vitesse de rotation, la vitesse débitante de l'air dans les canaux de la jante et du stator de la maquette est du même ordre de grandeur que la vitesse dans les canaux du prototype, et puisque les dimensions des canaux sont identiques, le Re local est approximativement conservé à ces endroits également.

3.2 Nomenclature et description des composantes

De façon générale, la nomenclature des composantes est calquée sur la nomenclature des alternateurs réels. Puisque la maquette est conçue pour l'étude de l'écoulement fluide uniquement, les éléments géométriques sont reproduits sans les composantes électromagnétiques et il en suit que les termes de la nomenclature perdent leur sens dans certains cas. Par exemple, les pôles de la maquette sont en fait une coquille de tôle formée et n'ont aucune polarité (voir la Figure 3.2).

Les composantes de la maquette sont maintenant décrites, en suivant le cheminement de l'air dans le circuit de ventilation, en commençant par le rotor, similairement au chapitre 2.

Rotor

Comme le prototype de référence (Beauharnois-35), la maquette possède un rotor ouvert avec croisillons droits qui génère l'écoulement de ventilation. L'air est soufflé radialement entre les croisillons, puis à travers les canaux de la jante ou à travers les ventilateurs radiaux situés aux extrémités axiales. L'air des canaux passe ensuite dans les espaces entre les pôles, appelés les interpôles. La réduction d'échelle entraîne la réduction du nombre de croisillons, de pales de ventilateurs, de canaux de la jante et de pôles, tels que décrits au tableau 3.2. La maquette est conçue pour opérer à des vitesses de rotation allant jusqu'à 500 tr/min, par contre en pratique la vitesse maximale est pour le moment réduite à 400 tr/min pour des raisons de sécurité.

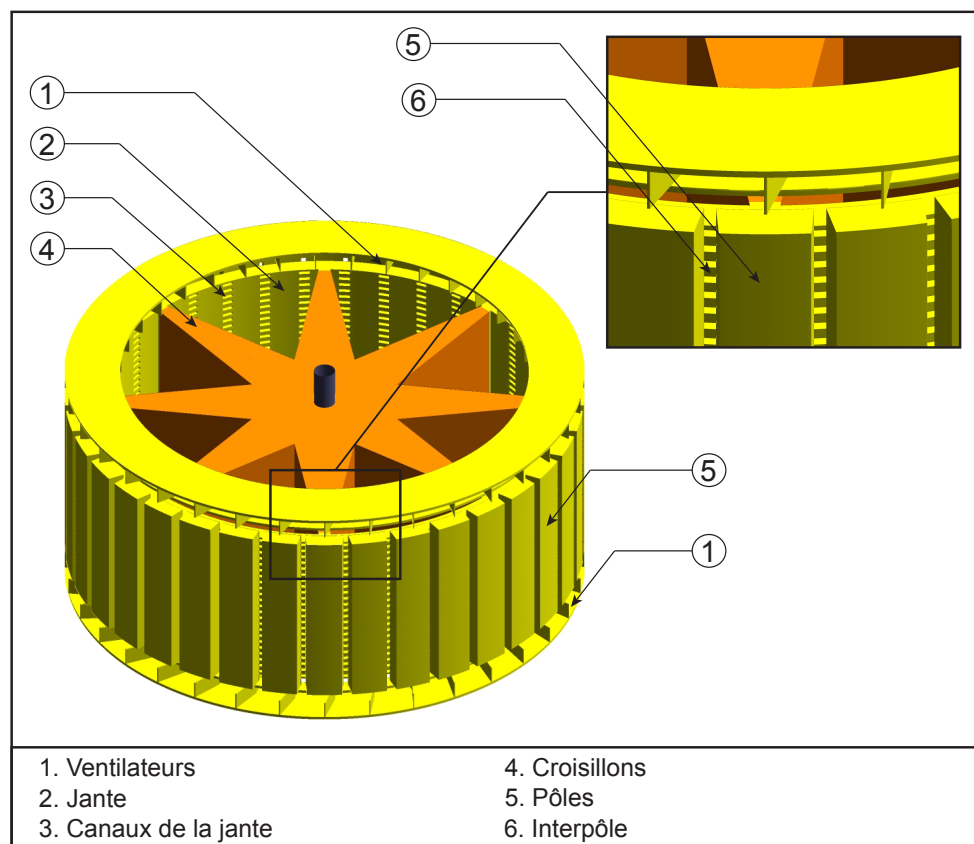


Figure 3.2 Composantes du rotor de la maquette.

Tableau 3.2 Nombre et positionnement des composantes du rotor

Composante	Nombre	Periodicité circ�f�rentielle
Croisillons	8	45�
Pales ventilateur	72	10�
Canaux jante	36 (circonf.) x 23 (axial)	10�
Pôles	36	10�

Stator

L'air quittant la jante est convecté vers le stator tandis que l'air provenant des ventilateurs est plutôt dirigé vers les capots. Le stator, qui a une épaisseur radiale d'environ 282 mm dans le prototype, est représenté par une plaque cylindrique ayant une épaisseur de 4.76 mm avec des ouvertures rectangulaires, qui représentent les canaux (voir la Figure 3.3). Le stator est fabriqué en lexan transparent, ce qui permet d'avoir un accès optique de l'entrefer pour les mesures PIV.

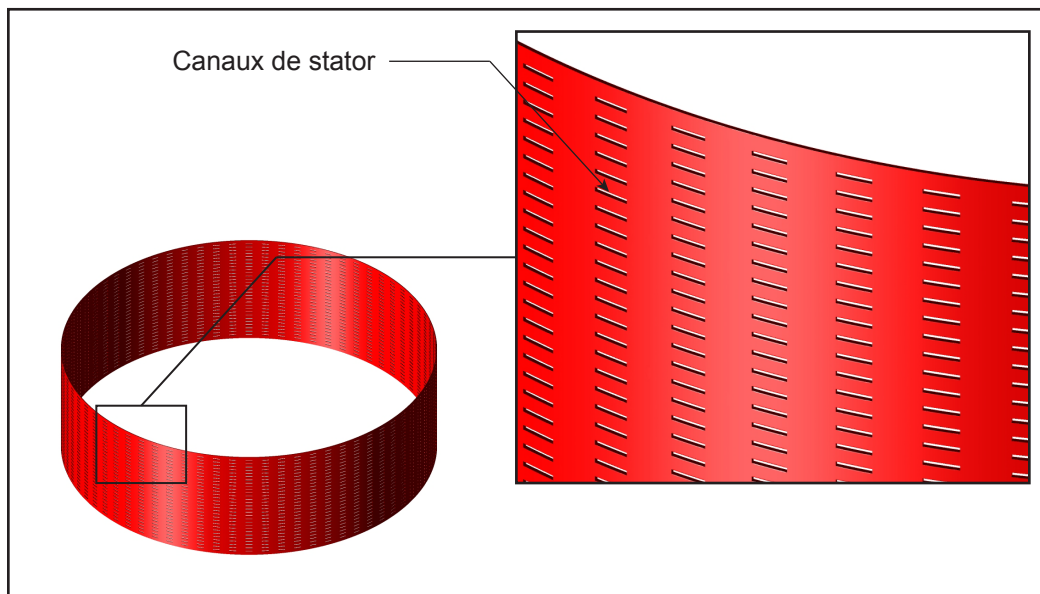


Figure 3.3 Stator de la maquette.

Carcasse

La carcasse, illustr e à la Figure 3.4, est ferm e et divis e en quatre caissons par des joues. Des petites ouvertures dans les joues plac es aux 10  permettent à l'air de passer d'un caisson

à l'autre. Des capots transparents aux extrémités axiales de la carcasse confinent la région où on retrouve les développantes sur le prototype. Quatre ouvertures de radiateurs¹, espacées de 90°, permettent à l'air de sortir de la carcasse et de circuler dans l'enceinte.

Le stator du prototype possède des canaux suffisamment longs pour réorienter l'écoulement dans la direction radiale. Par contre, en raison de la réduction de l'épaisseur du stator de la maquette, la vitesse de l'air sortant de ces canaux possède une grande composante tangentielle, due à la rotation du rotor. Pour cette raison, des plaques-défectrices ont été placées dans la carcasse de la maquette afin de rediriger l'écoulement dans la direction radiale. Un plafond transparent avec huit ouvertures referme le haut de la carcasse, et ajoute une restriction à l'air, qui retourne au rotor, en provenance de la partie supérieure de l'enceinte.

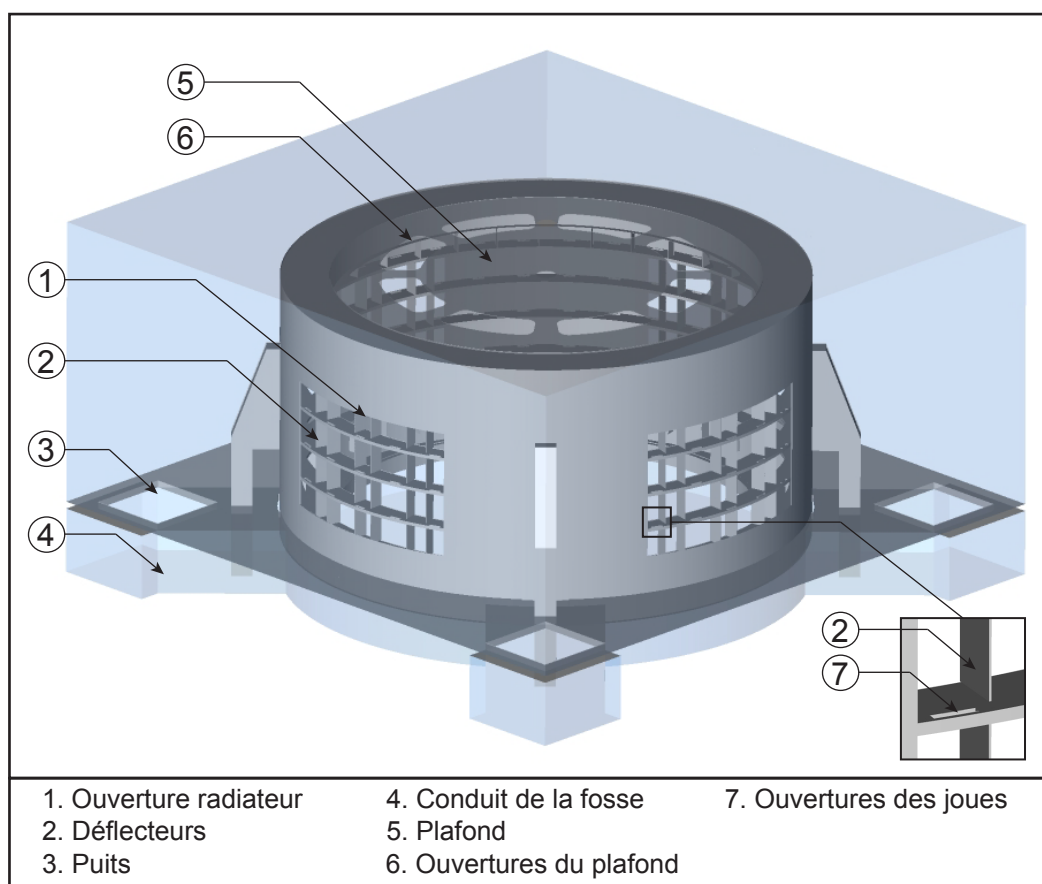


Figure 3.4 Carcasse et enceinte de la maquette.

1. Endroits auxquels se retrouvent normalement les radiateurs sur le prototype, mais qui ont été omis dans le design de la maquette

Corrections aux ventilateurs et à la carcasse

Une investigation suite à l'incident de l'été 2010 a révélé que la cause était probablement un contact entre le capot et le ventilateur, où l'espacement (Δz) n'était que de 2.8 mm (voir la Figure 3.5). Dans le design initial de la maquette, les ventilateurs et les capots étaient, en grande partie, fabriqués en plexiglas pour permettre un accès optique pour les mesures PIV. Ce matériel serait devenu plus flexible avec l'augmentation de température dans la maquette, et il y a donc eu déformation sous l'effet des forces en jeu, ce qui a causé le contact. Pour éviter qu'un incident similaire ne se reproduise, les nouveaux concepts des ventilateurs et des capots possèdent une armature d'acier pour assurer une rigidité adéquate et des parois de lexan pour conserver l'accès optique (Boudreault *et al.*, 2011).

Les différences géométriques mineures qui ont accompagnées la réfection sont identifiées à la Figure 3.5. D'abord, la géométrie des capots et des ventilateurs inférieurs et supérieurs a changé légèrement. En conséquence la distance (Δz) entre ces deux composantes a été augmentée à 7.35 mm. Dans la conception initiale, la direction des pales de ventilateur était d'abord radiale et ensuite inclinée vers le sens de rotation. Dans la conception finale, les pales sont d'abord inclinées et finissent radialement, car cette configuration est plus communément retrouvée sur les alternateurs. De plus, la forme des ouvertures du plafond est plus arrondie dans la conception finale. Enfin, des plaques qui représentent les développantes ont été ajoutées dans les capots.

Tableau 3.3 Nombre et positionnement des composantes du stator et de la carcasse.

Composante	Nombre	Periodicité circonférentielle
Canaux de stator	72 (circonf.) x 29 (axial)	5°
Plaques-développantes	72	10°
Joues	5	-
Ouvertures de joues	36/joue	10°
Ouvertures de radiateurs	4	90°

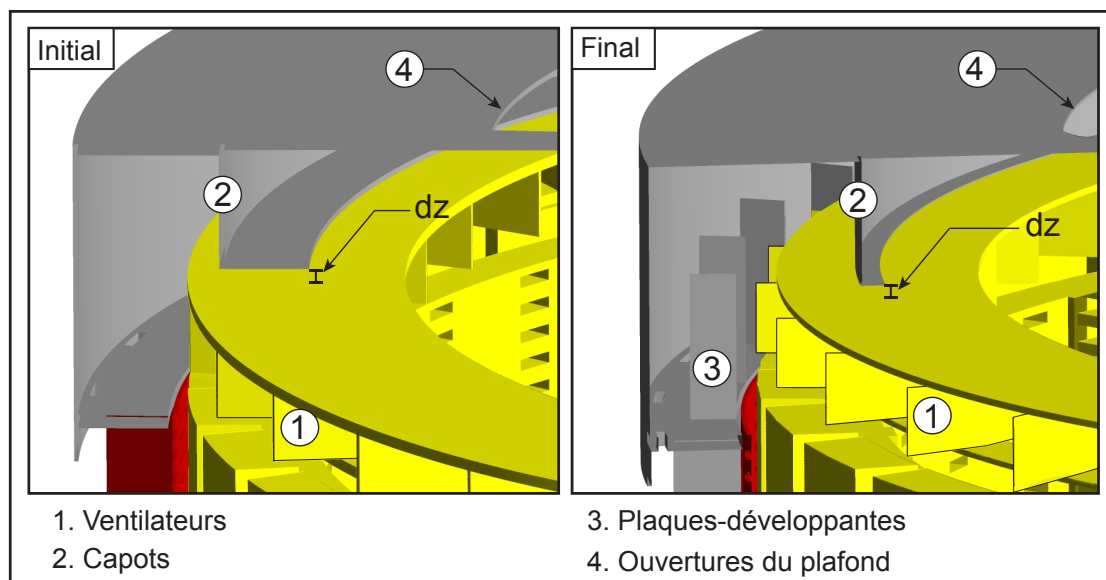


Figure 3.5 Identification des modifications apportées à la maquette suite à l'incident de l'été 2010

Enceinte

Une fois dans l'enceinte, l'air peut retourner vers le centre du rotor par le dessus ou par le dessous. Les dimensions hors tout de l'enceinte sont 3.3 m x 3.3 m x 3.2 m. À l'intérieur, un plancher sépare la fosse du restant de l'enceinte. Des puits aux quatre coins de la maquette permettent à l'air d'accéder aux conduits de la fosse, qui mène vers le dessous du rotor. Plusieurs parois externes sont faites de panneaux de lexan, pour permettre l'accès optique pour les mesures PIV tout en fournissant une protection contre toutes pièces pouvant être projetées de l'intérieure en cas de défaillance.

Motorisation

À la place de la turbine hydraulique, un moteur électrique de 75 kW permet de faire tourner le rotor. Le moteur est situé sous l'enceinte de la maquette et est lié à l'arbre par un système de courroies. Le moteur sert également au freinage normal du rotor, par contre un frein supplémentaire à patins est utilisé en cas d'urgence. Le contrôle du moteur est effectué à l'aide de la boîte de contrôle située à l'extérieur de l'abri de sécurité.

Abri de sécurité

Des simulations d'impacts mécaniques, réalisées par Dastous et Lanteigne (2010) suite à l'incident de l'été 2010, ont déterminé que l'enceinte de la maquette serait capable de retenir tout projectile provenant du rotor pour une vitesse de rotation inférieure à 50 tr/min. Il est donc sécuritaire de circuler près de la maquette lorsqu'elle tourne à cette vitesse. Un abri de protection en acier qui englobe l'ensemble de la maquette a été construit pour les essais à des vitesses de rotation supérieures à 50 tr/min (voir la Figure 3.6). Un système de ventilation supplémentaire assure qu'il n'y ait pas d'échauffement dans l'abri lors des essais.

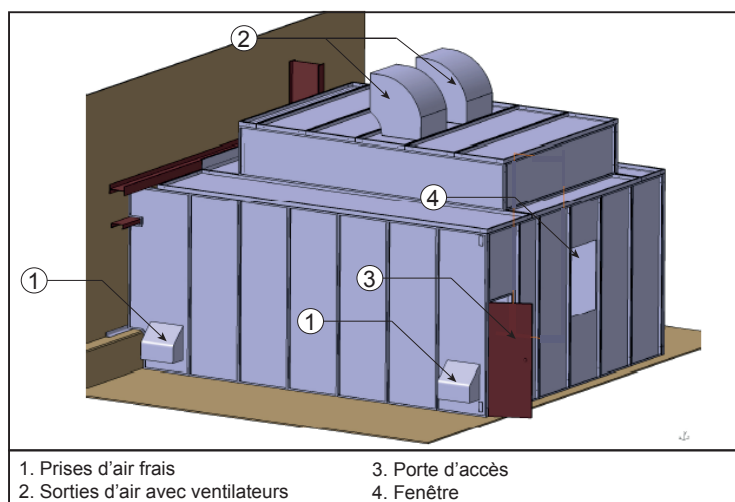


Figure 3.6 Modélisation de l'abri de sécurité de la maquette.

Instrumentation

La maquette tournante est munie de plusieurs instruments de mesures qui permettent de surveiller son état général lorsqu'elle est en opération, afin que toute anomalie soit détectée. Parmi ces instruments on retrouve :

- Des accéléromètres,
- Des jauges de contrainte,
- Des capteurs de proximité mesurant la distance d'entrefer et la distance entre le capot et le ventilateur en temps réel,
- Des thermocouples,
- Un tachymètre qui mesure la vitesse de rotation du rotor.

Les données des jauges de contraintes placées sur le rotor sont transmises via une connexion sans fil, à l'aide d'un système de télémétrie. De plus, les mesures de température et d'accélération sur le rotor sont enregistrées par un système embarqué et récupérées à la fin de l'essai. En ce qui concerne l'étude de la ventilation, la puissance de sortie du moteur électrique est enregistrée en temps réel. Les pertes de ventilation peuvent être estimées à partir de ces données en y soustrayant les pertes de roulement, de courroie et du moteur (Figure 3.7).

Par ailleurs, des brins de laine permettant de visualiser la direction de l'écoulement sont installés dans un puits de la fosse, dans une ouverture du plafond, ainsi que sur plusieurs parois du rotor, de la carcasse et de l'enceinte. De plus, la maquette a été conçue pour permettre la mesure de champs de vitesse par PIV et l'IREQ a fait l'acquisition d'un système 2D pour cette application.

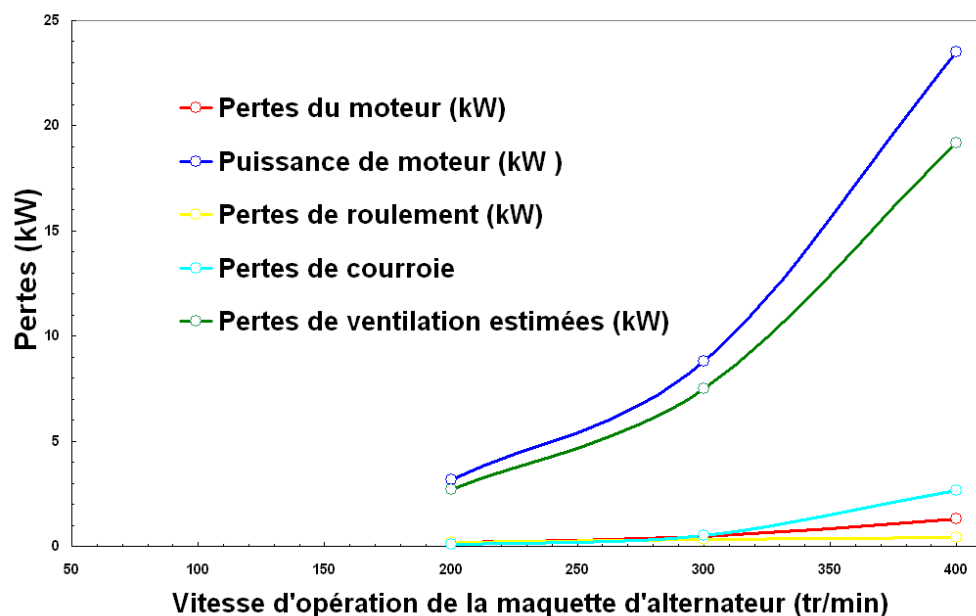


Figure 3.7 Estimation des pertes de ventilation par soustraction des autres pertes de la puissance enregistrée du moteur.

3.3 Possibilités d’ajustement

La maquette tournante d’alternateur a été conçue pour apporter certaines modifications qui permettraient de reproduire différentes configurations de ventilation retrouvées en centrale ou pour étudier l’effet de certaines variations géométriques. Les modifications possibles sont :

- l’ajustement des dimensions des canaux de la jante et du stator,
- la modification des ventilateurs du rotor,
- l’ajustement des ouvertures du plancher et du plafond pour changer la répartition haut/bas de l’écoulement de retour au rotor,
- l’ajustement de l’ouverture des croisillons du rotor (taille et positions des ouvertures pour un rotor fermé.)

3.4 Considérations thermiques

La maquette est conçue pour l’étude de l’écoulement fluide uniquement. Il n’y a donc aucune source de chaleur, excluant celle provenant des pertes de ventilation. Puisque la ventilation forme un circuit fermé et qu’il n’y pas de radiateurs, le seul moyen d’évacuer la chaleur est la convection au niveau des surfaces extérieures de l’enceinte. Lors des essais, la maquette peut subir un échauffement de plus de 20 C avant d’atteindre l’équilibre thermique. Conséquemment, l’aspect thermique doit être considéré, car cet échauffement a un impact important sur les propriétés de l’air et les propriétés des matériaux dans la maquette. Le rapport de Hudon *et al.* (2010a) prescrit que la température maximale doit être inférieure à 60 C afin que la résistance structurelle de la maquette demeure dans une plage sécuritaire, ce qui n’est pas le cas lorsque l’enceinte est refroidie par convection naturelle uniquement. Cette contrainte a donc motivé l’ajout de ventilateurs à l’extérieur de l’enceinte pour améliorer l’évacuation de chaleur à l’aide d’une convection forcée. L’échauffement impose également une contrainte de temps, car une période d’au moins six heures est nécessaire pour atteindre l’équilibre thermique, avant de pouvoir effectuer une mesure. L’effet de la température sur les propriétés de l’air et les pertes de ventilation est traité au chapitre 6.

CHAPITRE 4

MÉTHODOLOGIE NUMÉRIQUE

Le présent projet se base principalement sur les simulations numériques d'écoulement d'air en régime turbulent. La méthode numérique employée dans ces calculs est décrite dans ce chapitre.

Dans la section 4.1, l'approche RANS, les modèles de turbulences RANS utilisés et le traitement à la paroi sont présentés. Dans la section 4.2, la méthodologie employée pour générer les maillages est présentée. Les conditions frontières pour les simulations 3D sont décrites à la section 4.3, incluant une description de la modélisation de la rotation et des différents types d'interfaces rotor-stator (IRS). À la section 4.4, la discrétisation numérique par la méthode de volumes finis est décrite et la résolution du système d'équations couplées implicitement est abordée. Enfin, la grappe de calcul de l'IREQ et la parallélisation du calcul sont présentés à la section 4.6.

4.1 Approche RANS

Les simulations directes d'écoulements turbulents (DNS pour *direct numerical simulation*) permettent de calculer une solution instationnaire de l'écoulement turbulent. Pour ce faire, toutes les échelles de turbulence présentées à la section 2.1.4 doivent être résolues et en conséquence le coût d'un calcul DNS augmente selon Re^3 (Pope, 2000). L'approche LES (*large eddy simulation*) résout uniquement les grandes échelles de la turbulence, réduisant le coût de calcul par rapport au DNS, car les contraintes de résolution spatiale et temporelle qui s'imposent pour capturer l'échelle de Kolmogorov sont éliminées. Par contre, le LES demeure une approche instationnaire ayant un coût de calcul relativement élevé. En raison de la taille des maillages nécessaires pour la simulation d'alternateurs hydroélectriques, ces approches ne peuvent pas être utilisées dans le cas présent. C'est plutôt l'approche RANS qui est employée pour modéliser l'effet moyen de la turbulence.

4.1.1 Équations URANS et RANS

Le RANS est basé sur la décomposition de Reynolds des quantités instantanées (\tilde{U}_i, \tilde{p}) . Cette décomposition consiste à exprimer les quantités instantanées sous la forme de la somme d'une composante temporelle moyenne (\bar{U}_i, \bar{P}) et de la fluctuation autour de cette moyenne (u_i, p) , tel que dans l'équation 4.1.

$$\tilde{U}_i = \bar{U}_i(x_i) + u_i(x_i, t), \quad \tilde{p} = \bar{P}(x_i) + p(x_i, t) \quad (4.1)$$

L'équation de continuité moyenne (4.2) et les équations de quantité de mouvement (4.3) sont dérivées en effectuant la moyenne temporelle des équations de conservation, exprimées en termes de ces variables décomposés.

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4.2)$$

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial t} + \bar{U}_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \underbrace{[\delta_{ij} \bar{p} - 2\mu \bar{S}_{ij} + \tau_{ij}]}_{\text{Tension totale moyenne}}, \quad (4.3)$$

où

$$\bar{S}_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) \quad \text{et} \quad \tau_{ij} = \rho \overline{u_i u_j}$$

Lorsqu'on considère le terme instationnaire $(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial t})$, l'acronyme URANS (pour *unsteady* RANS) est employé, et dans le cas contraire on parle simplement de RANS. Dans tous les cas, le développement du terme non-linéaire d'advection selon la décomposition de Reynolds de la vitesse fait apparaître le tenseur des tensions de Reynolds (τ_{ij}) , un nouveau terme n'ayant pas d'équivalent dans la forme originale des équations de N-S. Il représente le transport moyen de quantité de mouvement par les fluctuations de vitesses et prend la forme d'un tenseur symétrique, ce qui introduit six inconnues supplémentaires dans le système d'équations. En conséquence, un modèle de turbulence est nécessaire pour dériver les relations additionnelles permettant de fermer le système d'équations.

4.1.2 Modèles de turbulence

Il existe deux familles principales de modèles de turbulence RANS, soit les modèles de transport des tensions de Reynolds (RSM pour *Reynolds stress model*) et les modèles de viscosité turbulente.

La modélisation de la turbulence par RSM consiste à résoudre les équations de transport de chacun des six termes du tenseur de Reynolds et d'une variable supplémentaire, qui définit l'échelle de la turbulence. En conséquence, cette approche génère sept équations supplémentaires à résoudre. Quoique ces modèles offrent un portrait plus réaliste de la turbulence en considérant l'anisotropie, ils ne sont pas considérés pour cette première étude de l'écoulement dans la maquette d'alternateur en raison du coût de calcul additionnel occasionné par rapport aux modèles de viscosité turbulente. Il est tout de même à noter qu'une erreur pourrait être introduite par les modèles de viscosité turbulente en raison de la complexité de l'écoulement et il serait pertinent d'investiguer les modèles RSM dans de futurs travaux.

Les simulations de ce projet emploient plutôt les modèles de viscosité turbulente (ν_T). Ceux-ci s'appuient sur l'hypothèse de Boussinesq, qui affirme que les composantes du tenseur de tensions de Reynolds peuvent être exprimées en fonction des gradients de vitesses moyens, de façon analogue à la viscosité pour un fluide Newtonien, tel que décrit à l'équation 4.4. Cette relation introduit l'énergie cinétique de la turbulence, dont la définition est exprimée à l'équation 4.5.

$$\rho \overline{u_i u_j} = \frac{2}{3} k \delta_{ij} - \nu_T \left(\frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U}_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.4)$$

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i u_i} \quad (4.5)$$

Cette famille de modèles de turbulence fournit des relations permettant de calculer les champs $\nu_T(x_i, t)$ et $k(x_i, t)$, réglant ainsi le problème de fermeture. C'est une approche peu coûteuse, car le calcul de ces champs n'exige que deux équations de transport supplémentaires pour les modèles de turbulence employés dans ce projet ($k - \epsilon$, $k - \epsilon$ RNG et $k - \omega$ SST). La validité de l'hypothèse de Boussinesq et des modèles de turbulence qui en suivent est limitée, car ils supposent que ν_T est une propriété isotrope, ce qui a été contredit expérimentalement et numériquement (par DNS et LES) (Schmitt, 2007). Par contre, de nombreux travaux dans des domaines d'application d'ingénierie variés ont démontré que les modèles de viscosité turbulente peuvent offrir des prédictions satisfaisantes, notamment pour les écoulements simples

lorsque l'une des tensions de Reynolds domine (Ansys, 2011). Ces modèles ont tendance à moins bien performer lorsque l'écoulement est complexe, ayant des zones de recirculation, des lignes de stagnation et des courbures de lignes de courant élevées (Schmitt, 2007).

Le modèle de turbulence le plus fréquemment utilisé dans ce projet de recherche pour les simulations CFD est le modèle $k - \epsilon$. Avec ce modèle, les équations de transport de l'énergie cinétique de turbulence k et de la dissipation turbulente ϵ sont résolues afin de calculer la viscosité turbulente, avec la définition à l'équation 4.6.

$$\nu_T = C_\mu k^2 / \epsilon, \quad (4.6)$$

où $C_\mu = 0.09$.

Le modèle $k - \epsilon$ prédit avec moins de précision l'écoulement lorsque les lignes de courant ont une forte courbure. De plus, ce modèle n'est pas approprié pour la simulation de la région près de la paroi. Le modèle $k - \epsilon$ RNG, avancé par Yakhot *et al.* (1992), est une modification du modèle $k - \epsilon$ standard, qui découle de l'application de la méthode des groupes de renormalisation (RNG) aux équations RANS. Ce modèle propose une modification aux constantes du modèle standard et permet de mieux prédire les écoulements en rotation dans certains cas.

Le modèle $k - \omega$ SST est un modèle RANS à deux équations attribué à Menter (1994). Ce modèle est un hybride entre le modèle $k - \epsilon$, présenté précédemment, et le modèle $k - \omega$. Ce dernier résout l'équation de transport de l'énergie cinétique (k) et de la fréquence turbulente (ω), afin de calculer la viscosité turbulente définie en fonction de ces deux variables. Le modèle $k - \omega$ est un modèle à bas Re qui permet de bien prédire les écoulements de couches limites avec gradient de pression adverse et séparation. Par contre, ce modèle performe moins bien dans l'écoulement libre. En conséquence, une approche zonale est employée, dans laquelle $k - \omega$ est utilisé près de la paroi et $k - \epsilon$ est utilisé dans l'écoulement libre, afin de bénéficier de leurs avantages respectifs. De plus, une fonction de mélange assure la transition entre les deux modèles.

Les simulations numériques de l'écoulement dans la maquette présentés dans ce mémoire sont effectuées en employant le modèle $k - \epsilon$ standard, car les études sur alternateurs réels, similaires à celle présenté en Annexe 1, suggèrent que ce modèle produit des résultats satisfaisants pour cette application.

4.1.3 Traitement à la paroi

La région de la paroi complique grandement les simulations d'écoulements turbulents à cause des effets locaux qui s'y trouvent, particulièrement les effets visqueux et les gradients de vitesses moyennes très élevés. Le modèle de turbulence $k - \epsilon$ et ses extensions ne sont pas applicables près de la paroi, car la valeur de la constante empirique $C_\mu = 0.09$ chute rapidement pour $y^+ < 50$, ce qui engendre une viscosité turbulente erronée. Il y a deux approches pour le traitement à la paroi. La première est de résoudre l'écoulement jusqu'à la paroi à l'aide d'un modèle de turbulence bas- Re . La deuxième approche est l'utilisation d'une loi de paroi permettant d'approximer l'écoulement sans résoudre les équations de turbulence dans la région de la paroi.

Les modèles de turbulence à bas Re , tel que $k - \omega$ et $k - \omega$ SST, permettent de bien calculer l'amortissement de la turbulence dans la sous-couche visqueuse. À Re élevé, la couche limite devient très mince et les gradients élevés de \bar{U}_i et ω à la paroi exigent une discrétisation spatiale fine. En effet, avec le modèle $k - \omega$ SST, il est suggéré que la taille de la première cellule à la paroi corresponde à $y^+ < 1$, afin d'avoir suffisamment de noeuds dans la sous-couche visqueuse. Il en suit qu'une grande partie du coût de calcul est consacrée à résoudre cette région.

Avec la méthode de loi de paroi, avancée par Launder et Spalding (1972), on évite de résoudre les équations du modèle de turbulence près de la paroi en imposant des conditions frontières basées sur la loi logarithmique (présentée au Chapitre 2) au premier noeud adjacent à la paroi. Les fonctions de paroi nécessitent que ce premier noeud de calcul soit situé dans la région logarithmique pour que la condition frontière soit valide, ce qui correspond à $30 < y^+ < 200$ (voir la Figure 2.1). Par contre, le positionnement idéal se situe plutôt dans la plage $30 < y^+ < 60$ (Pope, 2000). La loi logarithmique s'applique aux couches limites sans gradient de pression où la production d'énergie cinétique de la turbulence est balancée par la dissipation. En conséquence, les fonctions de paroi sont moins précises lorsque ces conditions ne sont pas respectées, par exemple lorsqu'il y a décollement de la couche limite. Le solveur *Ansys-CFX* implante une version modifiée de la fonction de paroi, nommée *scalable wall function*, qui permet un surraffinement arbitraire du maillage à la paroi. Pour ce faire, le résolveur ne tient pas compte des noeuds qui se retrouvent sous la plage d'application acceptable ($y^+ < 11.06$). Pour cette raison, un critère de distance minimale entre le premier noeud de calcul et la paroi n'est pas appliqué dans certaines des simulations 2D de ce projet, car le coût de calcul additionnel occasionné par le surraffinement à la paroi n'est pas problématique.

4.2 Génération du maillage

Il a été noté que la taille des maillages d’alternateurs hydroélectrique est problématique, ce qui est également le cas pour la maquette d’alternateur. Dans ce domaine d’application, il est commun de faire d’importants compromis au niveau du raffinement des maillages afin de réduire leur taille. Par contre, la justesse de la solution dépend de la qualité du maillage alors de tels compromis sont évités dans le cadre de ce projet. Les techniques généralement employées pour réduire la taille des maillages sont la simplification de la géométrie et l’exploitation de la périodicité angulaire. Dans le cas de la maquette, la modélisation géométrique utilisée pour la CFD (Figures 3.2 à 3.5) est très fidèle à la géométrie réelle de la maquette (Figure 3.1). Par contre, les détails ayant un effet négligeable sur la ventilation sont omis (attaches, joints de surfaces, etc.). De plus, le domaine de calcul consiste en un secteur de 90° , ce qui tire avantage de la périodicité angulaire de la maquette, qui est dictée par la géométrie de la carcasse et de l’enceinte.

Le solveur *Ansys-CFX* est uniquement compatible avec les maillages non-structurés et conformes, c’est-à-dire qui ne contiennent pas de noeuds flottants (*hanging nodes*). Les simulations de cette étude sont réalisées avec des maillages hexaédriques, construits de façon structurée, mais exportés en maillages non-structurés. Contrairement aux maillages tétraédriques non-structurés, ce type de maillage permet un raffinement anisotrope sans compromettre la qualité des éléments, ce qui réduit grandement le nombre d’éléments nécessaires pour les raffinements aux parois.

Les maillages sont générés par la méthode de “blocking” à l’aide du logiciel *Ansys-ICEM*. Cette technique implique la division manuelle du domaine de calcul en blocs en forme de prismes rectangulaires et la spécification du raffinement sur chacun des arêtes de ces blocs. La division du domaine en blocs n’est pas une tâche triviale pour la géométrie de la maquette, car la combinaison d’éléments géométriques de formes cylindrique, rectangulaire et triangulaire requiert l’implémentation de multiples topologies de blocs “O-grid” et “Y-block”. Le maillage est donc généré en cinq morceaux distincts (les sous-domaines) pour faciliter cette tâche. La divisions en blocs pour deux de ces sous-domaines est illustrée à titre d’exemple à la Figure 4.1.

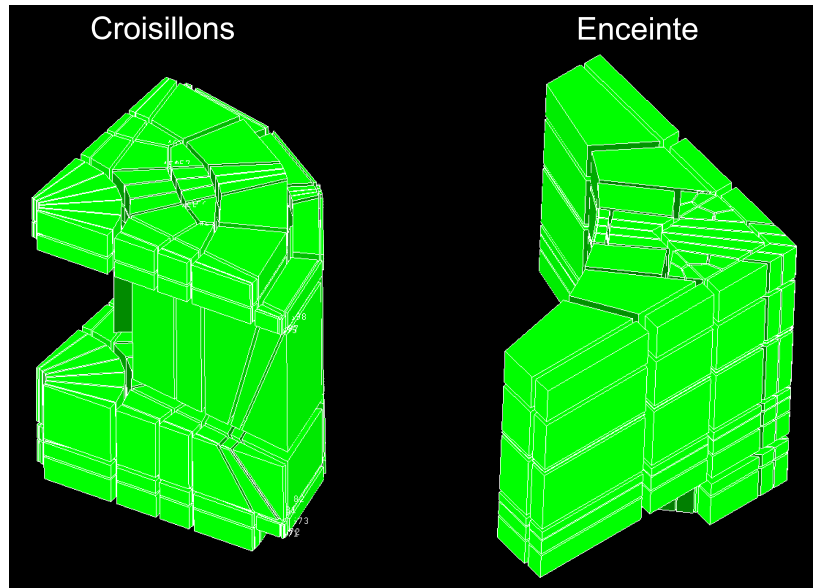


Figure 4.1 Division en blocs des domaines fluides lors de la génération de maillage dans *Ansys-ICEM*

Par ailleurs, puisque le maillage est conforme, les raffinements des régions de paroi sont conservés inutilement dans le restant du domaine. Par contre, la séparation en cinq morceaux permet une relaxation du raffinement entre deux sous-domaines adjacents, ce qui réduit grandement la taille du maillage.

Le raffinement du maillage est dicté principalement par deux critères : une taille de première cellule à la paroi correspondant à $30 < y^+ < 60$ et un taux de croissance maximum de 1.3 dans chaque direction. De plus, dans les grands volumes une taille maximale d'élément est parfois spécifiée. En raison du grand nombre de surfaces et de leur proximité, le respect de ces deux critères génère un maillage initial d'environ 70M d'éléments. Par la suite, les sections de maillage sont assemblées et les sauts de résolutions excessifs aux interfaces sont corrigés. Un exemple de transition de maillages aux interfaces entre les domaines de la jante, du stator, et de la carcasse est illustré à la Figure 4.2. Une attention particulière est accordée aux interfaces rotor-stator, qui sont particulièrement critiques pour cette application. Le maillage final comprend environ 86M d'éléments et la répartition par section est détaillée au tableau 4.1.

Tableau 4.1 Répartition des éléments par sections du maillage

Partie Tournante		Partie fixe	
Sous-domaine	Nombre d'éléments	Sous-domaine	Nombre d'éléments
Croisillons	8.8 M	Stator	6.8 M
Jante	14.1 M	Carcasse	49.5 M
Total	22.9 M	Enceinte	7.0 M
		Total	63.3 M

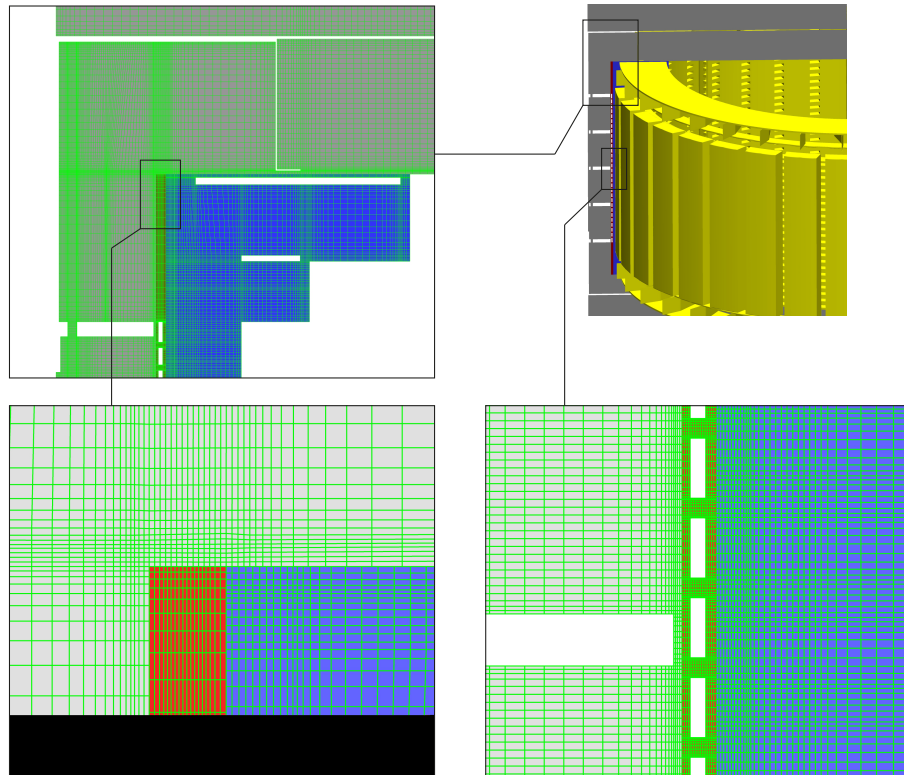


Figure 4.2 Maillages aux interfaces entre le sous-domaine de la jante (en bleu), du stator (en rouge) et de la carcasse (en gris).

Les régions de maillage les plus denses se trouvent dans le stator en raison des nombreux canaux et dans la carcasse, qui compte de nombreuses plaques déflectrices, ouvertures de joues et plaques développantes. Les images aux Figures 4.3 à 4.7 illustrent les maillages surfaciques aux surfaces externes des sous-domaines et aux surfaces des composantes principales qu'on y retrouve.

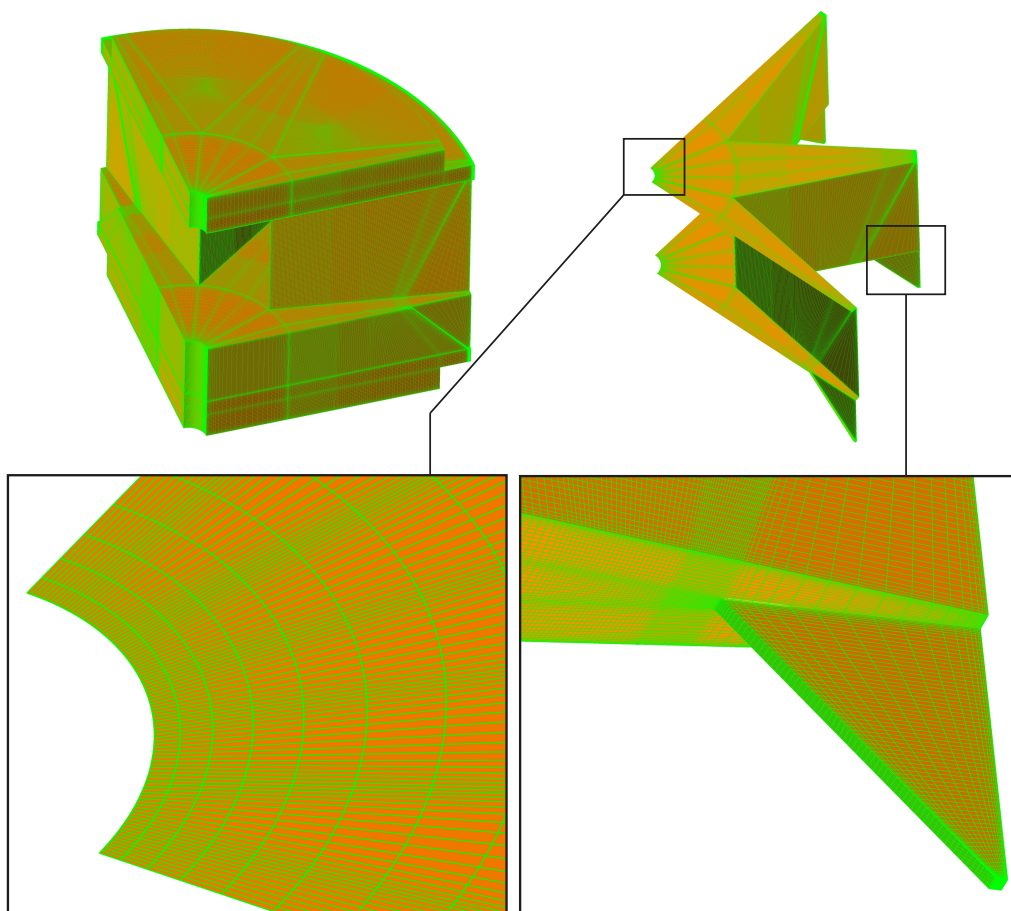


Figure 4.3 Maillages surfaciques des croisillons et du sous-domaine qui les englobe.

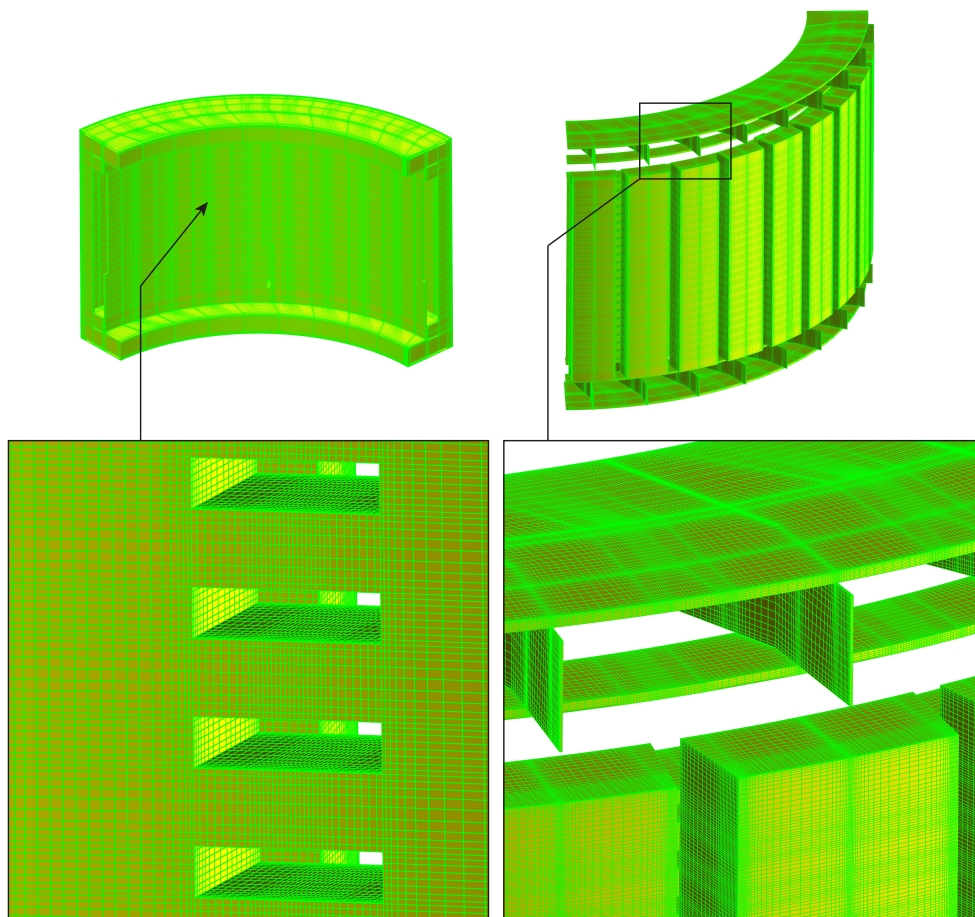


Figure 4.4 Maillage surfacique de la jante et de son sous-domaine.

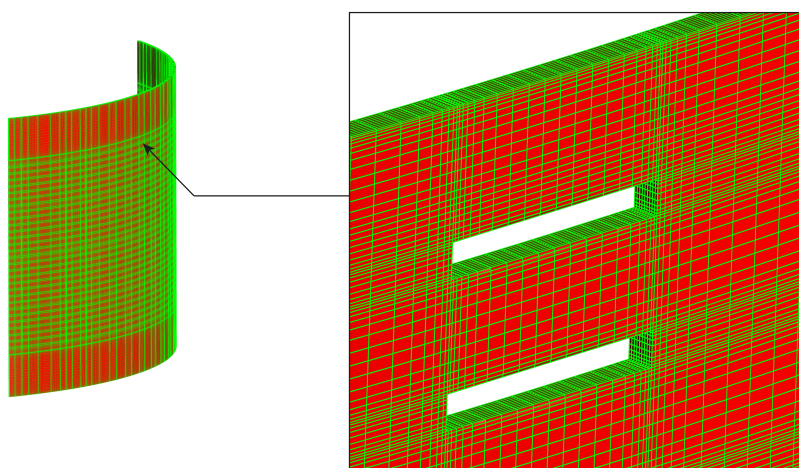


Figure 4.5 Maillage surfacique du stator et de son sous-domaine.

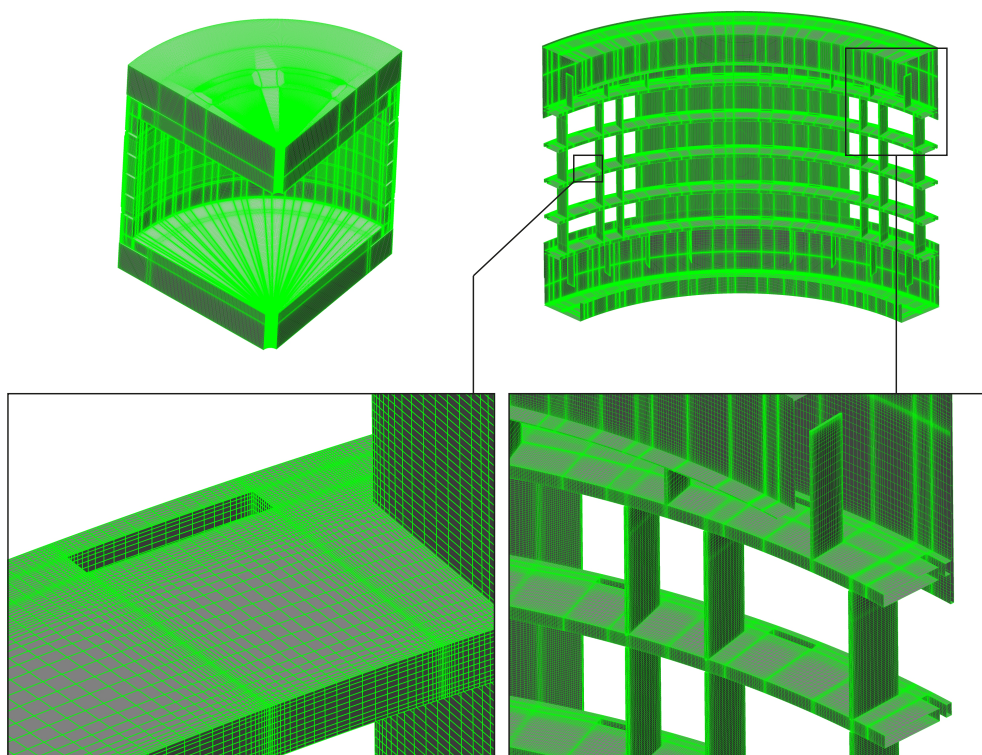


Figure 4.6 Maillage surfacique de la carcasse et de son sous-domaine.

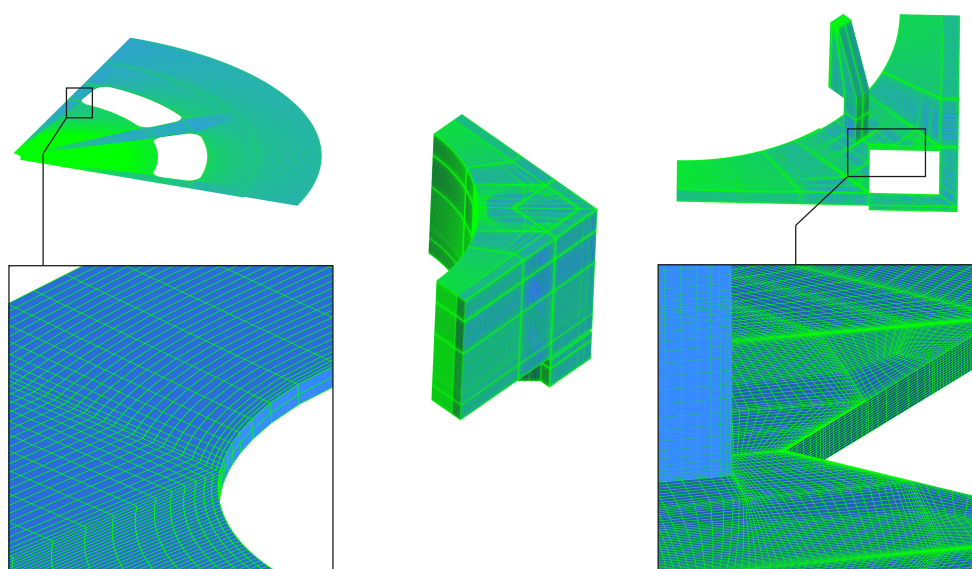


Figure 4.7 Maillage surfacique du plafond, du plancher et du sous-domaine de l'enceinte.

Cette technique de maillage permet un grand niveau de contrôle et il est possible dans la plupart des cas d'obtenir un maillage de très bonne qualité. Par contre, beaucoup d'efforts sont nécessaires de la part de l'utilisateur pour arriver à un résultat satisfaisant, surtout lorsqu'il s'agit d'une géométrie aussi complexe que la maquette d'alternateur. Il en suit qu'une partie importante du travail de cette maîtrise a dû être consacrée à la génération de maillages.

4.3 Conditions frontière

Lors du prétraitement, les sections de maillages présentées à la section précédente sont connectés via des interfaces GGI (pour *general grid interface*). Les GGI permettent la connexion robuste et précise des maillages dont les noeuds de chaque côté de l'interface ne sont pas alignés. L'interpolation à l'interface est basée sur la méthode de surface de contrôle, ce qui assure la conservation de la masse, de la quantité de mouvement, de l'énergie et de scalaires (Ansys, 2011). Lorsque l'interface relie une composante tournante et une composante fixe, un traitement supplémentaire est nécessaire et on utilise une interface rotor-stator. Celles-ci sont décrites en détail à la sous-section 4.3.1.

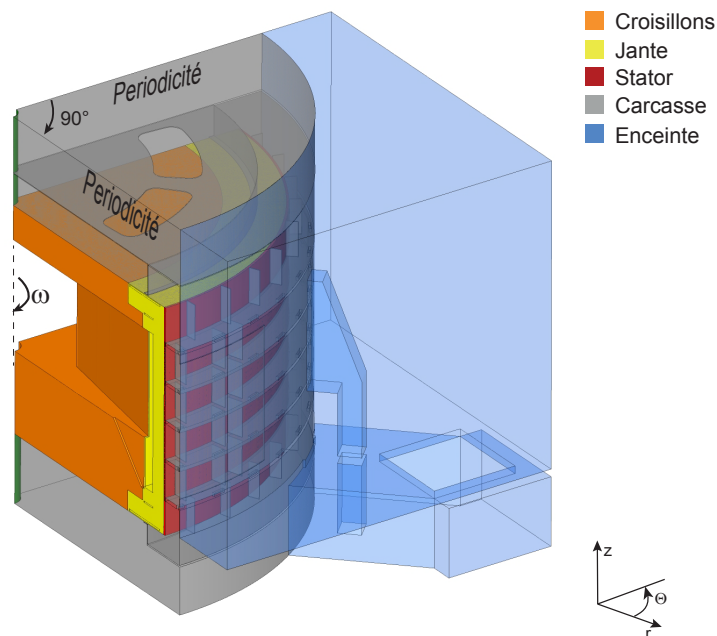


Figure 4.8 Assemblages des sections qui composent le maillage 3D de la maquette tournante et identification des conditions frontières.

La ventilation de la maquette a lieu en circuit fermé, donc aucune entrée ou sortie d'air n'est spécifiée. Toutes les parois dans la maquette sont définies en tant que parois sans glissement et stationnaires dans un repère relatif à leur domaine à l'exception de la surface de l'arbre dans le domaine fixe, qui est défini en tant que paroi en rotation (en vert à la Figure 4.8). Des interfaces de périodicité angulaire sont appliquées aux surfaces latérales du domaine de calcul. Une vitesse angulaire (ω) est prescrite au domaine tournant.

4.3.1 Modélisation de la rotation et interfaces rotor-stator

Dans les simulations qui comprennent plusieurs domaines avec des vitesses de rotation différentes, tels que les cas de machines tournantes, les équations RANS sont résolues relativement au repère tournant de chaque domaine et la rotation est prise en compte par l'ajout de deux termes sources : un pour la force centrifuge et un pour la force de Coriolis. Cette façon de modéliser la rotation des domaines se nomme *moving frame of reference* (MFR) et est utilisée en conjonction avec un modèle d'interface rotor-stator (IRS) pour relier les différents domaines. En plus de réaliser la connexion des maillages par GGI, l'IRS effectue le changement de repère et applique un traitement spécial pour modéliser l'interaction entre les domaines. *Ansys-CFX* offre trois types d'IRS, soit l'interface *transient rotor-stator* (MFR-TRS) pour les simulations instationnaires et le choix d'une interface *frozen rotor* (MFR-FR) ou *mixing plane* (MFR-MP) pour les simulations stationnaires.

Lors des simulations instationnaires avec interface MFR-TRS, la position angulaire relative des domaines est mise à jour au début de chaque itération, en fonction de leur vitesse respective et du pas de temps. Le changement de repère est effectué sans traitement supplémentaire. C'est l'approche la plus réaliste pour la modélisation de la rotation, car elle tient compte des phénomènes d'interaction transitoire entre le rotor et le stator. Par contre, l'utilisation de ce type d'IRS implique une simulation instationnaire, ce qui n'est pas envisageable pour la maquette tournante et les alternateurs hydroélectriques pour le moment en raison du coût de calcul que cela implique.

Lors d'une simulation stationnaire, la position angulaire relative des domaines demeure fixe. Le modèle d'interface MFR-FR effectue le transfert de l'information à travers l'interface en conservant la position angulaire des caractéristiques de l'écoulement. En théorie, ce type d'interface est seulement applicable si le profil circonférentiel de l'écoulement à l'interface est uniforme. Dans ce cas, une simulation à une position angulaire arbitraire est indicatrice

du comportement réel de l'écoulement. Son utilisation peut également être étendue aux cas qui démontrent une certaine sensibilité à la position angulaire relative du rotor, si celle-ci a peu d'influence sur les caractéristiques principales de la solution. L'interface MFR-FR est donc une méthode de calcul stationnaire efficace et robuste, mais rarement applicable en réalité. En conséquence, dans les simulations de machines tournantes, ce type d'interface est principalement utilisé pour fournir une solution initiale à des simulations instationnaires avec interface MFR-TRS.

Avec une interface de type MFR-MP, un traitement supplémentaire est appliqué à l'interface pour essayer de reproduire l'effet de "mélange" des profils angulaires qu'aurait la rotation lors d'une simulation instationnaire. La technique consiste à effectuer la moyenne circonférentielle des quantités fluides sur des bandes axiales avant de les transmettre au domaine opposé, tel qu'illustré par les contours de vitesse radiale à la Figure 4.9. D'un point de vue conceptuel, ce type d'interface produit une solution stationnaire moyenne de toutes les positions angulaires relatives du rotor par rapport au stator. Généralement, cette approche convient mieux lorsque la vitesse tangentielle de l'écoulement à l'interface est grande par rapport à la vitesse radiale et sa variation circonférentielle. Dans le présent projet, une attention particulière doit être accordée au nombre de bandes de moyennage sur la hauteur du rotor. Ce nombre de bandes dicte la résolution axiale de l'interface, qui doit être suffisamment fine pour capter et transmettre la physique de l'écoulement des canaux de la jante et du stator. Dans *Ansys-CFX*, un nombre de bandes maximum est spécifié. Par contre, le nombre de bandes définis par le résolveur est limité par le raffinement du maillage des deux côtés de l'interface. Par défaut, le nombre maximum de bandes est de 30, mais pour ces simulations il a été augmenté à 500, la plus haute valeur permise. La résolution axiale du maillage de la maquette permet 386 bandes de moyennage.

Les paramètres de moyennage de l'interface MFR-MP et la solution initiale du calcul doivent être choisis avec soin, car ce modèle d'interface a tendance à être numériquement instable pour les cas d'alternateur, en particulier durant les premières itérations du calcul. En effet, lorsqu'aucune solution initiale (proche) n'est disponible, la vitesse de rotation du rotor doit être définie par une expression qui la fait augmenter graduellement en fonction du nombre d'itérations (Figure 4.10).

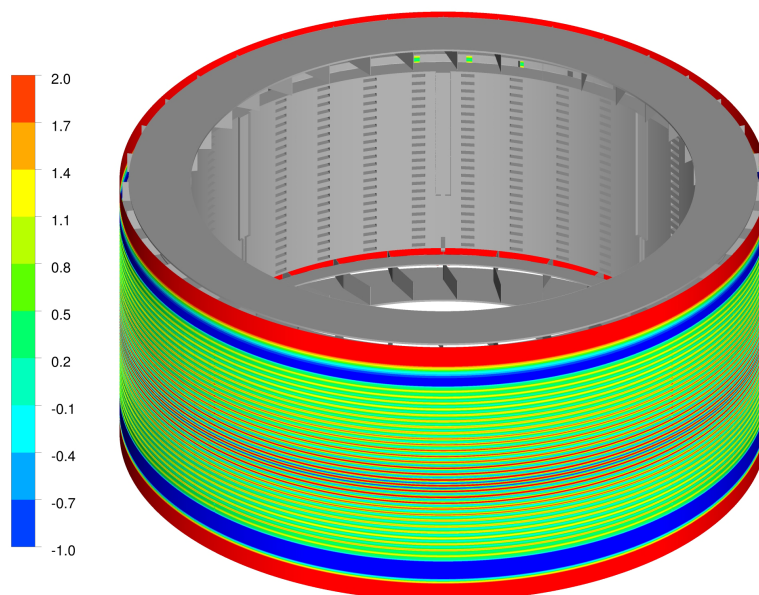


Figure 4.9 Contours de vitesse radiale (m/s) à l'IRS MFR-MP, illustrant les bandes de moyennage.

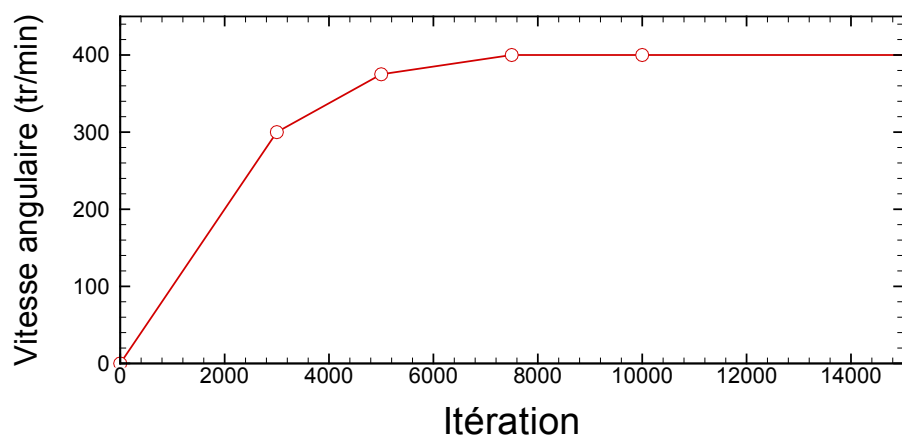


Figure 4.10 Vitesse de rotation du rotor en fonction du nombre d'itérations accumulées

Enfin, bien que les IRS soient généralement placées à mi-chemin entre le rotor et le stator, il est parfois recommandé de les placer plus près du stator afin de les éloigner des zones de recirculation qui peuvent se former près du rotor. Différentes positions radiales d'IRS sont testées dans cette étude. Dans tous les cas, la position radiale de l'IRS est exprimée selon une fraction de la dimension de l'entrefer, où 0 correspond à la face polaire et 1 correspond au diamètre interne du stator. L'effet du type et du positionnement de l'IRS est investiguée au Chapitre 5, afin d'identifier une configuration préférable, s'il y a lieu.

4.4 Discrétisation

En prenant le maillage du domaine de calcul, les logiciels de CFD résolvent les équations RANS, à l'aide d'une discrétisation numérique. La procédure de discrétisation numérique implémentée dans *Ansys-CFX* est maintenant présentée.

Toute variable dépendante (ϕ) contenue dans ces équations respecte un principe de conservation générique, qui prends la forme suivante :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \nabla \cdot (\rho\mathbf{u}\phi) = \nabla \cdot (\Gamma_\phi \nabla \phi) + S_\phi, \quad (4.7)$$

où Γ_ϕ et S_ϕ sont respectivement un coefficient de diffusion et un terme source, propres à la représentation physique de ϕ (Patankar, 1980).

Le concept de discrétisation consiste à substituer la solution des équations aux dérivées partielles par une distribution de valeurs discrètes de ϕ , à un nombre fini de positions dans le domaine (définies par le maillage) et à un nombre fini d'instances dans le temps, calculées à l'aide d'expressions algébriques (les équations de discrétisation) décrivant l'évolution de ϕ . Plusieurs méthodes permettent de dériver les équations de discrétisation, mais la plupart des logiciels de CFD, incluant *Ansys-CFX*, emploient la méthode de volumes finis.

Méthode des volumes finis

Le solveur *Ansys-CFX* divise le domaine de calcul en volumes de contrôle entourant chacun des noeuds du maillage, sur lesquels peuvent être intégrées les équations différentielles exprimant le principe de conservation des variables ϕ en 4.7, comme suit :

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \phi dV + \int_V \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \phi) dV = \int_V \nabla \cdot (\Gamma_\phi \nabla \phi) dV + \int_V S_\phi dV \quad (4.8)$$

Les intégrales de volume du terme d'advection et du terme de diffusion sont alors exprimées sous la forme d'intégrales de surfaces par le théorème de la divergence (équation 4.9), afin de pouvoir évaluer ces termes en tant que flux aux surfaces du volume de contrôle. Puisque le flux d'une quantité physique (tel que la masse, la quantité de mouvement, les quantités turbulentes ou l'énergie) sortant d'un élément est identique aux flux entrant de l'élément adjacent, la méthode des volumes finis garantit la conservation locale et intégrale de ces quantités physiques (Patankar, 1980). Cette dernière remarque est vraie pour les maillages de tous types et de toute taille.

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \phi dV + \oint \rho \phi \mathbf{u} \cdot \mathbf{n} dA = \oint \Gamma_\phi \nabla \phi dA + \int_V S_\phi dV \quad (4.9)$$

Schémas de discrétisation

Il est nécessaire d'interpoler la valeur de la variable ϕ et de son gradient aux surfaces des volumes de contrôle afin d'approximer les deux intégrales de surface (Ferziger et Peric, 2002). Le schéma d'interpolation utilisé pour le terme d'advection peut avoir une influence importante sur les résultats de calcul, ce qui en fait un paramètre de calcul important. Les schémas offerts par le résolveur *Ansys-CFX* peuvent être décrits en se penchant sur l'analyse 1D du volume de contrôle illustré à la Figure 4.11, où E, P et W sont des noeuds de calcul adjacents.

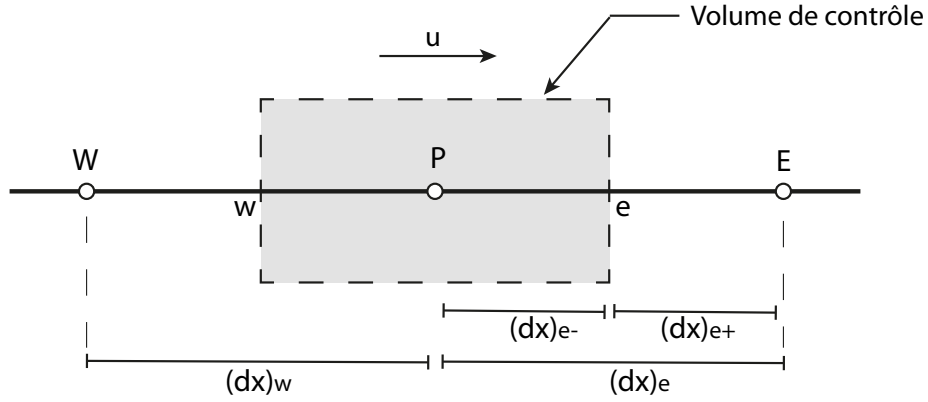


Figure 4.11 Schématisation d'un volume de contrôle pour un problème 1D. Adaptée de “Typical grid-point cluster for the one-dimensional problem” par S.V. Patankar, *Numerical heat transfer and fluid flow*, p.81.

Premièrement, le schéma aux différences centrés (CDS) est le résultat de la formulation par série de Taylor, et offre une précision de deuxième ordre. Avec ce schéma, on suppose une variation linéaire de ϕ entre deux noeuds de calcul. La valeur de ϕ aux faces du volume est calculée par une moyenne pondérée en fonction du ratio des distances aux noeuds, tel qu'exprimé dans l'équation 4.10. Ce schéma a l'avantage de capter les régions avec des variations abruptes de la variable d'interpolation, par contre il peut introduire des oscillations artificielles à ces endroits.

$$\phi_e = \frac{dx_{e-}}{dx_e} \phi_P + \frac{dx_{e+}}{dx_e} \phi_E \quad (4.10)$$

Le deuxième schéma est le *upwind difference scheme* (UDS), qui offre une précision de premier ordre. Tel que le nom le suggère, cette méthode consiste à approximer la valeur de la surface d'un volume par la valeur du noeud de calcul en amont (équation 4.11). Le schéma UDS est caractérisé par une plus grande robustesse que le schéma CDS, par contre il introduit une diffusion numérique dans les régions de gradients élevés.

$$\phi_e = \phi_E \quad \text{pour } u > 0, \quad \text{et} \quad \phi_e = \phi_P \quad \text{pour } u < 0 \quad (4.11)$$

Le logiciel *Ansys-CFX* offre la possibilité d'appliquer un schéma d'ordre intermédiaire à l'aide du paramètre *specified blend factor* (β), dont la valeur se situe entre 0, qui correspond

au schéma UDS, et 1, qui correspond au schéma CDS. Cette fonctionnalité du logiciel est utilisée dans les simulations de ce projet. De façon générale, une discrétisation spatiale de deuxième ordre ($\beta = 1$) est privilégiée, par contre ce paramètre est réduit à 0.75 dans certains cas afin d'améliorer la convergence dans les régions de gradients élevés.

Finalement, le schéma *high resolution* applique une recette spéciale, avancée par Barth (1989), pour calculer le paramètre β à chaque noeud de façon à ce qu'il soit le plus près de 1 possible sans introduire d'oscillations. En conséquence, le schéma de discrétisation dépend de l'écoulement. Dans cette étude, un schéma numérique fixe est privilégié afin de maintenir la cohérence des comparaisons effectuées lors des études de sensibilités numériques.

Pour plus d'information concernant les schémas de discrétisation employés pour les différents termes de l'équation 4.9, le lecteur est référé à la documentation du résolveur (Ansys, 2011)

4.5 Résolution couplée du système d'équations

La méthode de la discrétisation numérique par volumes finis est appliquée à un maillage colloqué (ou non-décalé), ce qui signifie que toutes les quantités sont stockées au même endroit. Les méthodes de discrétisations colloqué ont tendance à produire un champ de pression non physique en damier, car cette variation de pression est perçue comme étant un champ uniforme, tel que démontré par Patankar (1980). L'implémentation d'une discrétisation du type OMIM (pour *original momentum interpolation method*) proposée par Rhie et Chow (1982) permet d'éviter ce problème, en créant un système d'équations linéaires couplées pour le calcul des vitesses et de la pression. Ansys-CFX utilise une version de l'OMIM modifiée par Majumdar (1988), qui élimine la dépendance au facteur de sous-relaxation. La résolution couplée a l'avantage d'être plus robuste et plus efficace qu'une résolution découplée, par contre elle nécessite davantage de mémoire pour stocker les coefficients de la matrice des équations pression-vitesses. Enfin, le solveur *Ansys-CFX* emploie un algorithme multigrille algébrique (AMG) itératif, permettant de calculer une solution s'approchant davantage de la solution exacte à mesure que les itérations progressent, en partant d'une approximation initiale.

4.6 Calcul haute performance

La taille des maillages 3D a des répercussions importantes sur les ressources informatiques requises à chacun des stades de l'étude (génération de maillages, prétraitement, calcul et post-traitement). La réalisation de ce projet n'aurait pas été possible sans l'usage du superordinateur du centre de calcul scientifique de l'IREQ (CASIR) et le support de l'équipe informatique.

CASIR est une grappe de calcul de 1000 processeurs de type Opteron AMD 2218, mise en service en 2008 pour combler les besoins en calcul haute performance à l'IREQ. Chaque noeud de calcul de quatre processeurs possède 8 Go de mémoire vive, à l'exception de deux noeuds "larges" qui en possèdent 128 Go. Ces noeuds larges sont indispensables pour la génération de maillages et le post-traitement des résultats. Par ailleurs, la résolution des équations pour chaque élément du maillage nécessite une grande puissance de calcul ainsi que beaucoup de mémoire pour stocker les coefficients de matrices à résoudre. Les simulations 3D sont effectuées en parallèle sur 128 processeurs, ce qui correspond à environ 670 000 éléments/processeur. Cette distribution permet d'obtenir une solution en environ trois à quatre semaines. Il est estimé qu'il y aurait un gain au niveau du temps de calcul à utiliser davantage de processeurs, par contre CASIR est une ressource partagée et ce projet ne peut pas monopoliser une trop grande proportion des processeurs. Le nombre de 128 processeurs est choisi pour maximiser l'utilisation des licences HPC-pack de Ansys, dont le nombre requis par simulation est décrit à la Figure 4.12.

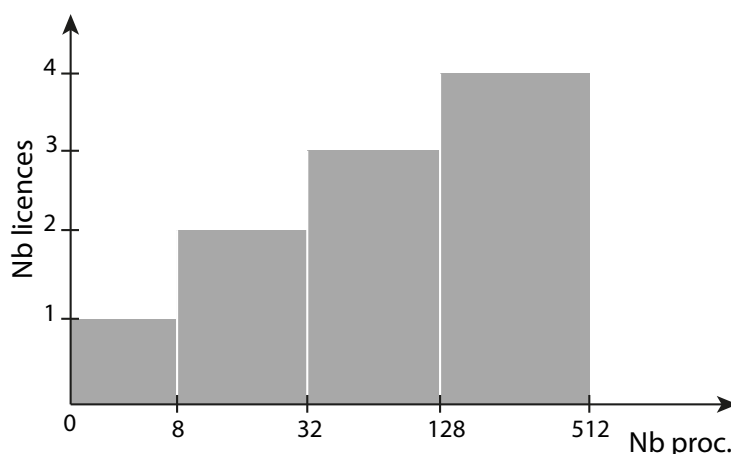


Figure 4.12 Nombre de licences HPC-pack de Ansys requises pour une simulation parallèle en fonction du nombre de processeurs.

CHAPITRE 5

ÉTUDE NUMÉRIQUE PRÉLIMINAIRE

De nombreuses stratégies peuvent être utilisées pour les simulations numériques de l'écoulement dans la maquette d'alternateur. Le défi principal est d'établir une stratégie de simulation qui reproduit adéquatement la réalité physique de cet écoulement, mais qui est viable avec les ressources de calcul disponibles (Houde *et al.*, 2008). Les équations résolues lors d'un calcul CFD reposent directement sur les lois de conservation, ce qui réduit les sources possibles d'erreurs à quatre causes principales :

- La représentation de la géométrie du problème,
- la modélisation de la rotation et l'interaction entre le domaine tournant et le domaine fixe,
- la discrétisation du domaine (c-à-d le maillage),
- la modélisation de la turbulence.

Afin de diminuer l'incertitude face à ces sources d'erreur, plusieurs études numériques comparatives sont effectuées. Le coût d'un calcul stationnaire de l'écoulement dans la maquette complète est de l'ordre de trois semaines lorsque le calcul est distribué sur 128 processeurs. Il n'est donc pas réaliste d'effectuer ces études de sensibilités sur la géométrie complète pour chacun des paramètres à investiguer. Conséquemment, plusieurs de ces études sont réalisées sur des modèles 2D, qui ont été conçus à cette fin. D'abord dans la section 5.1, une étude de sensibilité numérique sur le type et la configuration de l'IRS est réalisée. Ensuite dans la section 5.2, un modèle 2D est utilisé pour évaluer la qualité du maillage qui a servi lors de simulations 3D. Finalement, la section 5.3 présente une étude de l'effet de la dimension de l'entrefer.

5.1 Investigation de l'effet de l'interface rotor-stator

Dans le cas de la maquette tournante, et de la plupart des alternateurs hydroélectriques, la surpression qui génère un écoulement est produite uniquement par la rotation du rotor. Il est donc important de bien capturer la dynamique de la rotation ainsi que l'interaction entre le domaine tournant et le domaine fixe dans le modèle numérique. Ceci est particulièrement

important pour les simulations de la maquette d'alternateur en circuit fermé, car le débit total en dépend directement. Pour les simulations stationnaires, cette interaction est dictée par le type et la configuration de l'IRS. Les deux types d'interfaces disponibles dans ANSYS-CFX, MFR-FR et MFR-MP, sont décrits en détail à la section 4.3.1. Ces interfaces sont des outils développés principalement pour les turbines, et la validation a principalement été réalisée pour ce type d'application (Belamri *et al.*, 2005; Galpin *et al.*, 1995; Mansour *et al.*, 2008; Sick *et al.*, 1996; Voorde *et al.*, 2002; Jin et Stuckert, 2007). Bien que les alternateurs hydro-électriques et les turbines soient tous les deux des machines tournantes, un point fondamental les distingue en ce qui concerne l'analyse fluide : les turbines sont conçues pour optimiser l'écoulement, tandis que ceci n'est pas une préoccupation principale dans la conception des alternateurs. Conséquemment, l'écoulement est plus complexe et comprend de nombreuses zones de recirculation, notamment aux interfaces. Il est donc important de s'assurer que tous les outils développés pour les turbomachines, tels que la modélisation d'interfaces, se prêtent bien à l'analyse des alternateurs hydroélectriques.

L'interface rotor-stator s'avère particulièrement critique pour l'alternateur, car elle doit être placée dans l'entrefer, une mince zone avec des gradients de vitesses élevés où les pertes de ventilation sont très importantes. Dans leurs études, Shanel *et al.* (2000) ont également constaté que l'entrefer est une région problématique pour l'IRS. Dans cette dernière étude, les simulations avec interface de type MFR-MP ont produit des coefficients de transfert thermiques jusqu'à 20% inférieurs à ceux calculés lors de simulations instationnaires.

Une étude comparative est donc réalisée afin de caractériser l'impact de la configuration des IRS. Notamment, la sensibilité au type d'IRS, au positionnement radial de l'IRS dans l'entrefer et à la position angulaire relative du rotor sont investigués en analysant la répartition de débits, les profils de vitesses et les pertes de ventilation, en 2D et en 3D. L'objectif principal de l'étude est de développer une expertise au niveau de la modélisation d'IRS pour la maquette tournante et, par association, pour les alternateurs hydroélectriques en général.

5.1.1 Étude 2D

i. Géométrie

La géométrie du modèle 2D est essentiellement basée sur une coupe dans le plan $r-\theta$ de la maquette tournante d'alternateur. Dans la direction radiale, le domaine s'étend de l'entrée des canaux de la jante jusqu'en aval de la carcasse, afin de se concentrer sur les effets locaux de l'IRS. La frontière de sortie est éloignée du stator afin d'éviter d'avoir des zones de recirculation à la sortie du domaine. La géométrie consiste en un secteur de 10° , basé sur la région vis-à-vis l'ouverture de la carcasse. On y retrouve deux demi-canaux de jante, un seul pôle, deux canaux de stator et deux plaques déflectrices. Une simplification géométrique majeure est faite en imposant une périodicité rotationnelle aux frontières latérales du domaine.

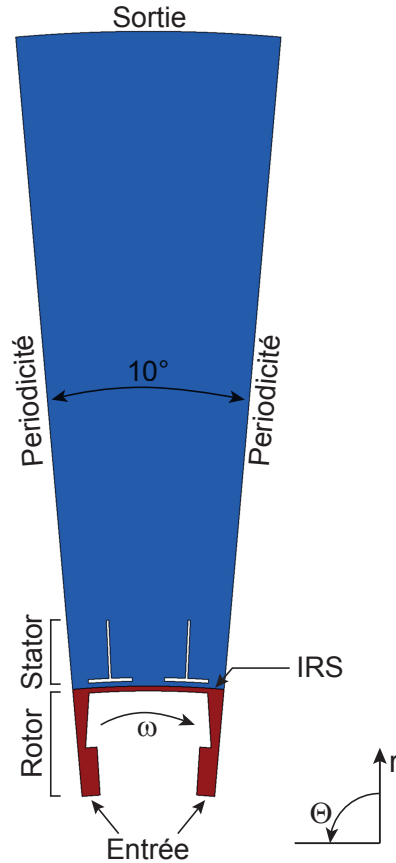


Figure 5.1 Domaine et conditions frontières pour les simulations 2D de l'étude sur l'effet de la configuration de l'IRS.

ii. Conditions frontières

Les conditions frontière, illustrées à la Figure 5.1, sont choisies pour essayer de reproduire les conditions de l'écoulement observées dans la maquette complète. Une vitesse radiale uniforme de 5.22 m/s dans le repère tournant est spécifiée à l'entrée des canaux de la jante. Cette valeur de vitesse a été calculée à partir des résultats d'une simulation 3D de la maquette complète, en faisant la moyenne axiale de cette composante de vitesse sur une colonne de canaux de la jante à l'emplacement angulaire correspondant. De plus, une intensité de turbulence de 5% est également spécifiée à l'entrée, ce qui constitue la valeur moyenne par défaut du solveur. Une pression statique moyenne de 0 Pa est prescrite à la sortie du domaine. Une condition de symétrie est appliquée aux frontières supérieure et inférieure du domaine, donc les éléments géométriques ont une hauteur infinie et on néglige tout effet 3D. L'importance relative des phénomènes axiaux dans l'entrefer et l'interpôle est analysé au chapitre 6, afin d'évaluer l'erreur commise par cette dernière hypothèse. Par contre, puisqu'on considère seulement les différences relatives entre les résultats des différentes configurations d'interfaces, nous faisons l'hypothèse que les disparités observées en 2D sont aussi présentes pour le modèle 3D, mais à un degré différent. Finalement, les propriétés de l'air (μ et ρ) à 25 C sont utilisés dans ces simulations.

iii. Aspects numériques

Les maillages 2D, dont un exemple est illustré sur le côté gauche de la Figure 5.14, sont composés d'environ 150 000 éléments hexaédriques. La simplicité du modèle permet l'utilisation d'un maillage très raffiné incluant 48 éléments dans l'épaisseur radiale de l'entrefer, et 58 éléments sur la largeur d'un canal de stator. Le modèle de turbulence utilisé pour cette étude est le modèle RANS k- ϵ , avec loi de paroi. De plus, une discrétisation spatiale de deuxième ordre est appliquée aux équations de la quantité de mouvement et le schéma *high resolution* est spécifiée pour quantités turbulentes.

iv. Critères d'analyse

La précision des simulations stationnaires avec interface MFR-FR ou MFR-MP est évaluée en comparant les solutions à celles de simulations instationnaires avec interface *transient rotor-stator*. Les calculs instationnaires sont plus réalistes que les calculs stationnaires puis-

qu'ils prennent en considération les phénomènes d'interaction transitoire entre le rotor et le stator. Il est présentement irréaliste d'envisager effectuer des simulations instationnaires pour le cas de la maquette d'alternateur complète en 3D, car le coût de calcul excède largement les ressources informatiques disponibles. Par contre, l'approche instationnaire peut être appliquée au cas 2D à un coût de calcul acceptable afin d'établir une solution de référence à laquelle les configurations d'IRS stationnaires sont comparées.

Pour la simulation instationnaire 2D, le pas de temps est déterminé en fonction du temps requis pour qu'un point sur le rotor traverse la largeur d'un canal de stator. Environ trois pas de temps sont nécessaires pendant cet interval pour obtenir une convergence acceptable. Dans cette étude, le pas de temps initial utilisé est de $1 \cdot 10^{-4}$ s, ce qui correspond à huit pas de temps par passage d'un canal du stator et 41 pas de temps par période (T) de $4.167 \cdot 10^{-3}$ s. Une fois qu'un régime périodique est atteint, tel qu'illustré par la variation du couple exercé sur le rotor dans la Figure 5.2, le nombre de pas de temps par période est augmenté à 100, afin d'obtenir une meilleure précision. Enfin, une moyenne temporelle est effectuée sur un interval de dix périodes pour obtenir la solution qui sert de référence pour les comparaisons de cette étude.

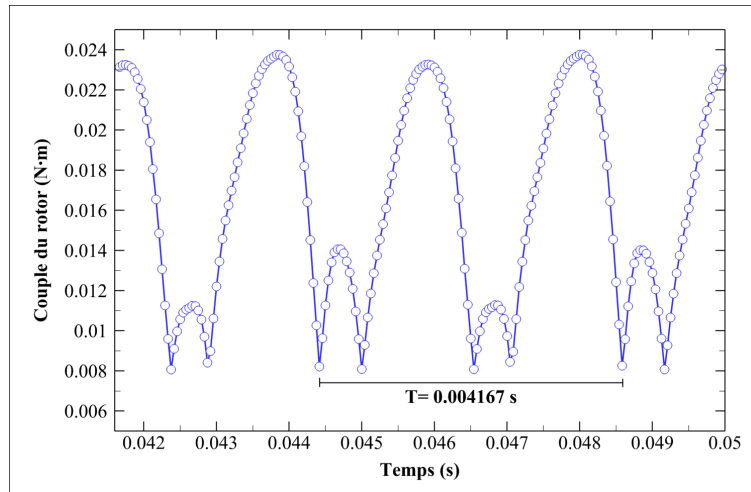


Figure 5.2 Variation du couple du rotor pour deux cycles complets en régime périodique avec un pas de temps de $4.167 \cdot 10^{-5}$ s.

Dans la partie de l'étude effectuée en 2D, les résultats sont comparés en fonction de trois critères : les pertes de ventilation locales, le travail du rotor et les profils de vitesse radiale dans les canaux du stator. Les pertes de ventilation sont calculées à l'aide de l'équation 5.1, qui est obtenue en effectuant le bilan énergétique sur un volume de contrôle (VC) entourant

la région d'intérêt (voir la Figure 5.3, qui illustre comment cette approche est appliquée au domaine tournant). En plus des pertes de ventilation, les profils de vitesse radiale sont tracés le long d'une ligne située à la moitié de l'épaisseur radiale des canaux de stator (voir la ligne verte pointillée à la Figure 5.6).

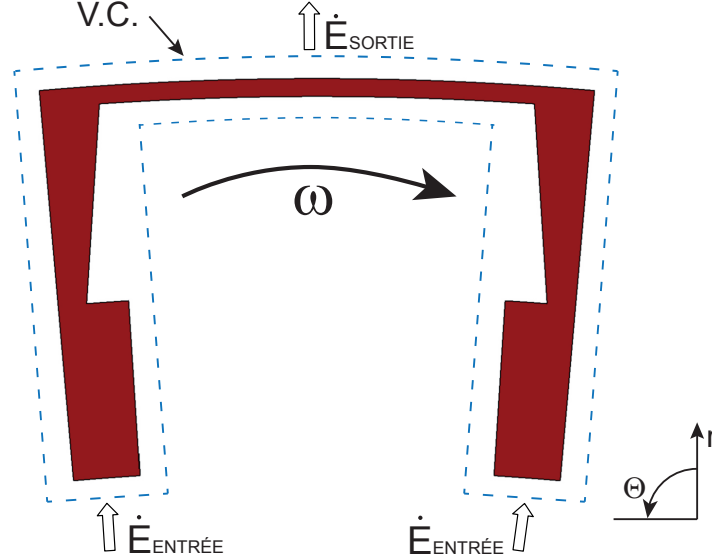


Figure 5.3 Bilan énergétique pour le domaine tournant.

$$\underbrace{\left[\frac{1}{\rho} \int P_{Tot} d\dot{m} \right]_{ENTRÉE}}_{\dot{E}_{ENTRÉE}} - \underbrace{\left[\frac{1}{\rho} \int P_{Tot} d\dot{m} \right]_{SORTIE}}_{\dot{E}_{SORTIE}} + T_{Rotor} \cdot \omega - Pertes = 0 \quad (5.1)$$

v. Résultats

Pour les données de référence, des simulations instationnaires sont réalisées pour deux positions radiales de l'interface afin de déterminer l'impact de ce paramètre. Les positions radiales des IRS dans le présent projet sont définies selon la fraction de la dimension de l'entrefer à laquelle l'interface se situe, 0 étant la surface du pôle et 1 étant la surface interne du stator. Les positions d'IRS étudiées lors des simulations instationnaires sont 1/2 et 3/4 de l'entrefer (donc plus près du stator). Les résultats des calculs indiquent que la solution semble

indépendante du positionnement de l'interface dans la plage étudiée (voir la Figure 5.4). De ce fait, uniquement les résultats avec l'interface aux 3/4 de l'entrefer sont utilisés lors des comparaisons subséquentes.

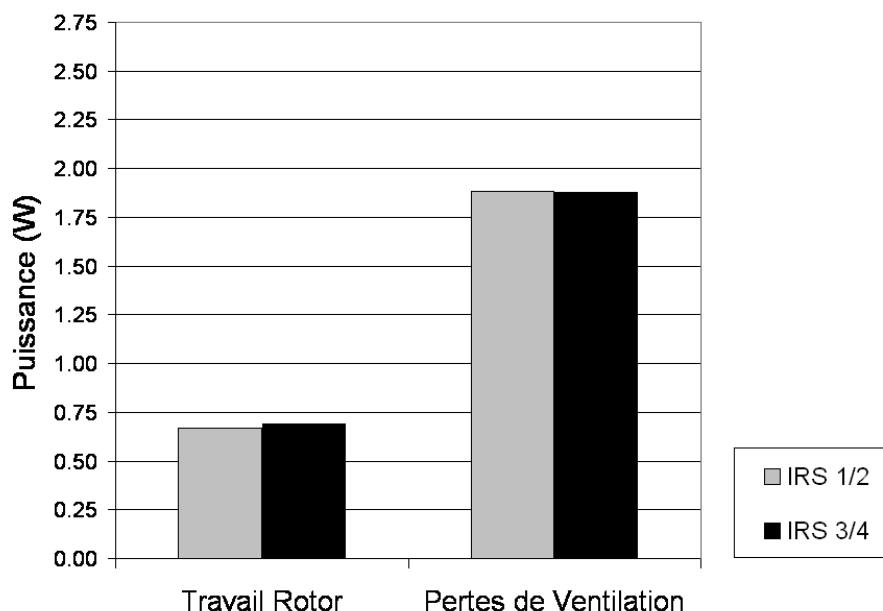


Figure 5.4 Comparaison des pertes de ventilation et du travail fait par le rotor, lors de simulations instationnaires à deux positions radiales d'IRS.

Pour l'étude de sensibilité numérique avec l'interface MFR-FR, deux positions angulaires du rotor sont considérées : centrée par rapport au domaine stationnaire et décalée de $2,5^\circ$ (voir la Figure 5.7). Cet angle de décalage correspond à la moitié de la périodicité rotationnelle du stator. Pour les deux positions angulaires du rotor, deux positionnements radiaux de l'interface sont étudiés : 1/2 et 3/4 de l'entrefer.

Les résultats démontrent que les pertes de ventilation (graphique de la Figure 5.5) varient de 25% selon la position angulaire du rotor. De plus, l'emplacement radial de l'IRS influence également les pertes, en particulier pour la position centrée. Les profils de vitesse radiale dans les canaux du stator à la Figure 5.6 révèlent d'importants écarts occasionnés par la variation de ces deux paramètres. Le cas de référence présente une distribution moyenne uniforme entre les canaux, tandis que les simulations MFR-FR présentent des débits qui varient considérablement d'un canal à l'autre, en fonction de la position du rotor et de l'emplacement de l'interface.

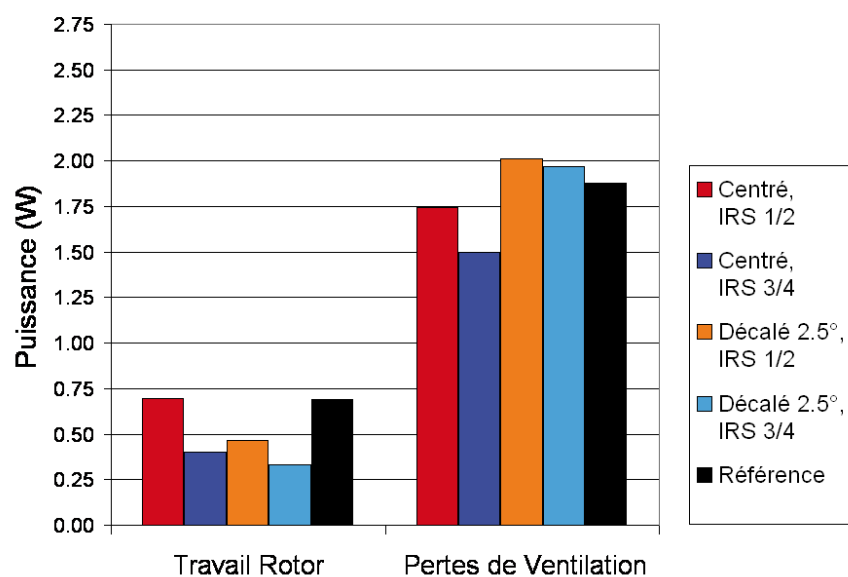


Figure 5.5 Comparaison des pertes de ventilation et du travail fait par le rotor de l'étude de sensibilité numérique avec interface MFR-FR.

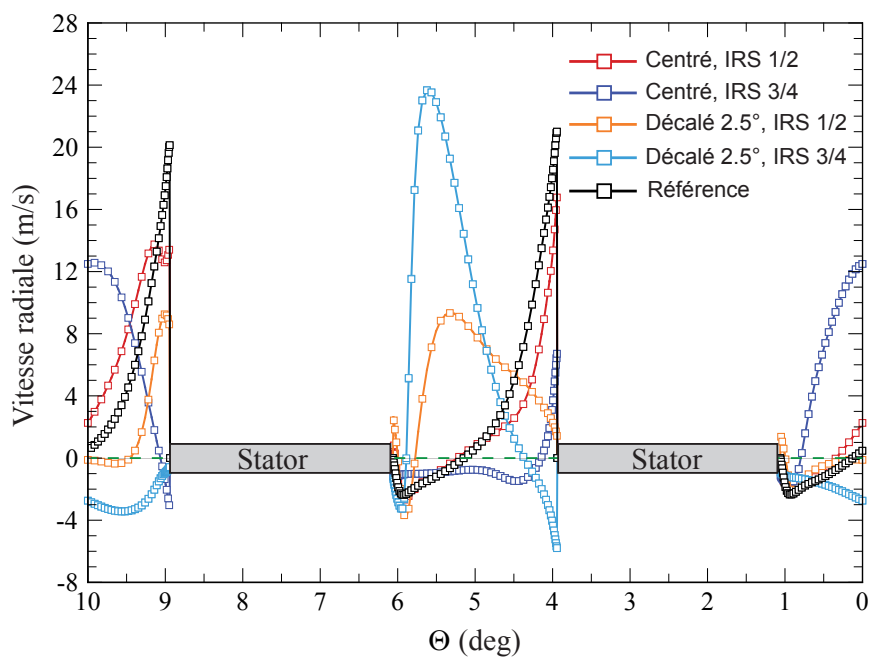


Figure 5.6 Comparaison des profils de vitesse radiale dans les canaux de stator pour quatre configurations d'interfaces MFR-FR.

Les variations observées en changeant la position angulaire relative du rotor sont reliées au fait que le jet d'air provenant de l'interpôle frappe la paroi du stator à un endroit différent, tel qu'illustré par les contours de vitesse radiale à la Figure 5.7.

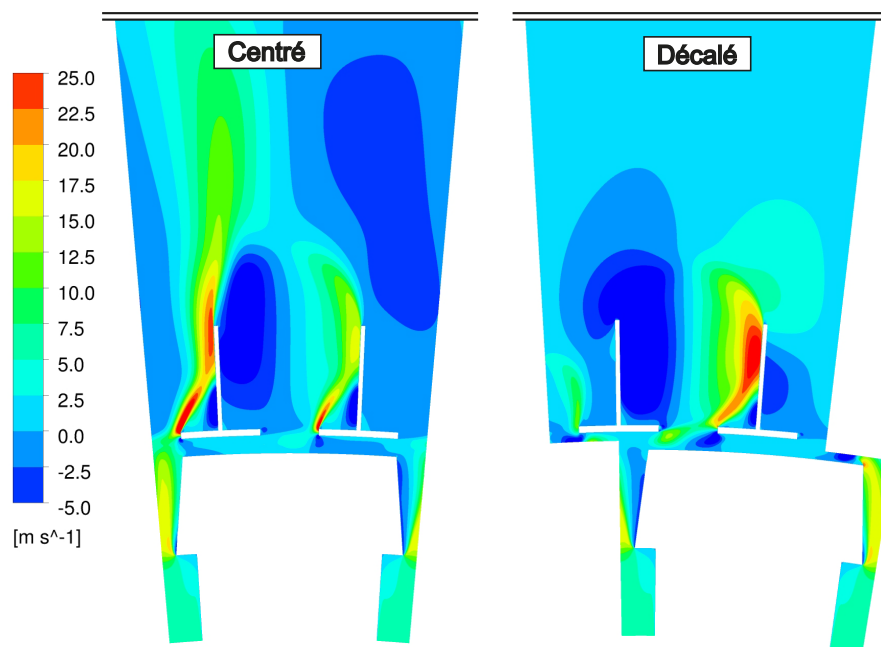


Figure 5.7 Contours de vitesse radiale pour la position centrée et la position décalée du rotor avec IRS à 1/2, provenant de l'étude de sensibilité numérique avec interface MFR-FR.

La position radiale de l'interface MFR-FR altère également l'interaction entre le domaine tournant et le domaine fixe, ce qui peut être expliqué en analysant la trajectoire d'une particule qui se déplace radialement dans l'interpôle, représentée à la Figure 5.8. À l'interface, le changement de repère est effectué et une composante circonférentielle importante est ajoutée à la vitesse de la particule. Lorsque l'interface est placée plus près du stator, la portion radiale de la trajectoire est plus longue, ce qui influence la trajectoire de la particule dans le domaine stationnaire.

L'étude 2D de l'interface MFR-FR suggère donc que la nature de l'écoulement dans la région de l'entrefer rend la solution très sensible à la configuration de l'interface et en conséquence, ce type d'interface ne semble pas être approprié pour cette application.

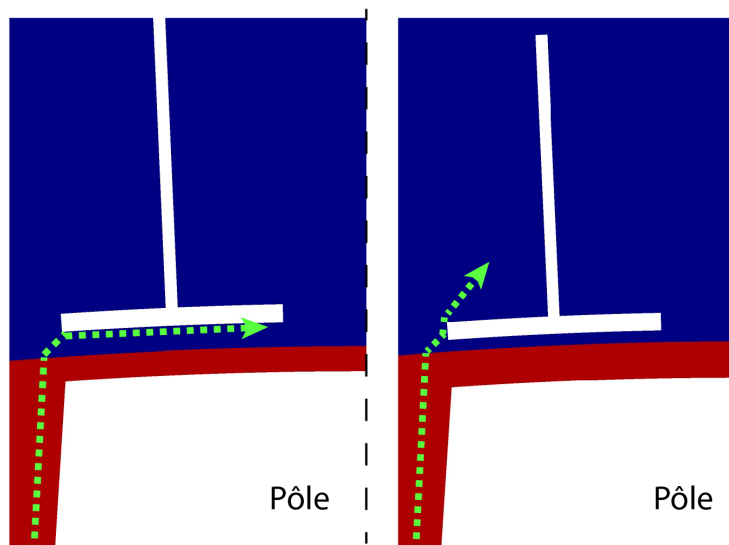


Figure 5.8 Schématisation de la trajectoire d'une particule pour deux positions radiales de l'interface MFR-FR.

Pour l'étude de l'interface MFR-MP, quatre positions radiales de l'interface sont testées : $1/2$, $2/3$, $3/4$ et $17/20$. La première remarque est que la convergence est difficile et la solution oscille lorsque l'interface est placée à $1/2$ de l'entrefer, conséquemment aucun résultat n'est présenté pour ce cas. En éloignant légèrement l'interface du rotor, une réduction d'environ deux ordres de grandeur est obtenue au niveau des résidus RMS (voir la Figure 5.9) et les quantités globales, telles que la puissance du rotor, atteignent des valeurs asymptotiques.

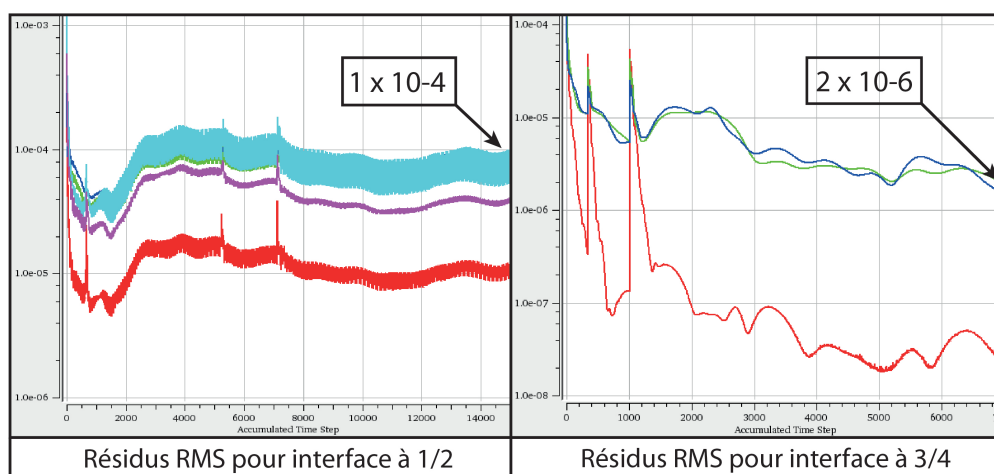


Figure 5.9 Comparaison des résidus RMS pour deux positions radiales d'IRS de type MFR-MP.

Le graphique de la Figure 5.10 montre que les pertes de ventilation sont surestimées par rapport au cas de référence, pour l'ensemble des calculs avec interface MFR-MP et elles augmentent lorsque l'interface se rapproche davantage du stator. Cette tendance semble plausible, car le profil de vitesse uniforme, situé à l'aval de l'interface MFR-MP, est imposé progressivement plus près des parois solides du stator, créant ainsi des gradients à la paroi plus élevés dans la direction normale. Le cisaillement pariétal (τ_w) augmente proportionnellement à ce gradient de vitesse selon l'équation 5.2, qui s'applique aux fluides newtoniens. Cet effet s'accroît de façon exponentielle, tel que démontré par la forte augmentation des pertes de ventilation à la position 17/20.

$$\tau_w = \mu \frac{\partial U}{\partial y} \quad (5.2)$$

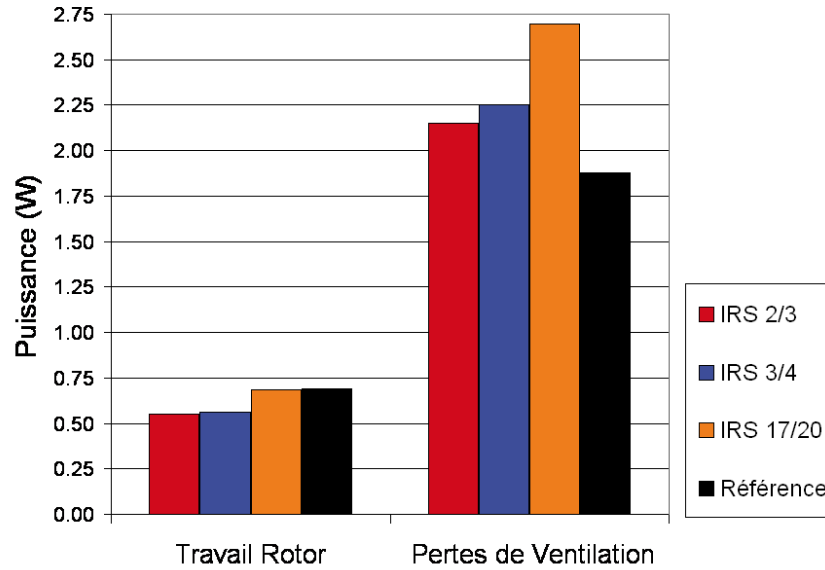


Figure 5.10 Comparaison des pertes de ventilation et du travail fait par le rotor pour trois positions radiales de l'IRS dans l'entrefer, avec interfaces MFR-MP.

Contrairement aux cas MFR-FR, les profils de vitesse radiale dans les canaux de stator pour les trois positions d'interface MFR-MP, présentés à la Figure 5.11, sont presque identiques au profil de vitesse de la moyenne temporelle de la simulation transitoire. Ceci suggère que l'hypothèse du *mixing plane* est valide et permet d'obtenir une bonne représentation stationnaire pour les conditions d'écoulement à l'interface.

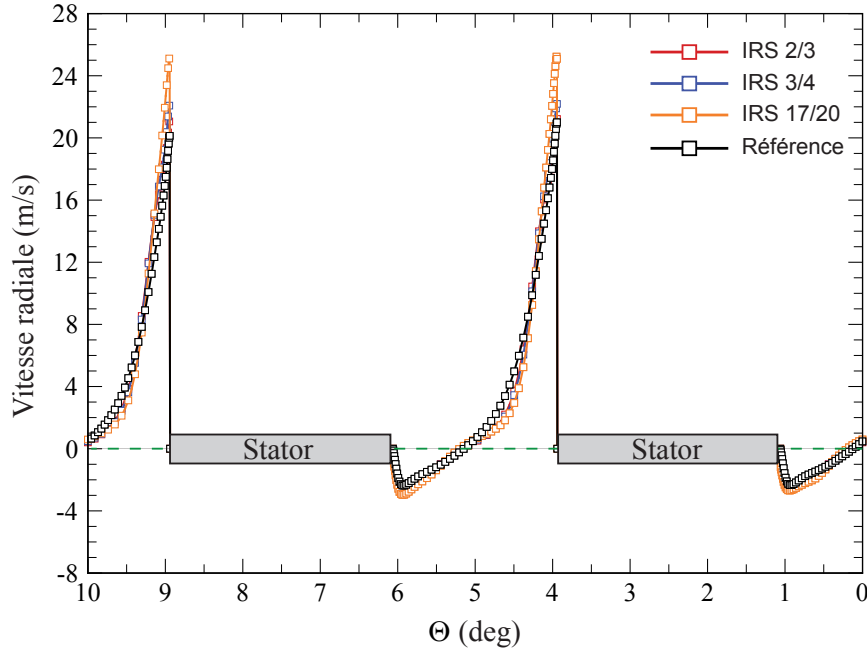


Figure 5.11 Comparaison des profils de vitesse radiale dans les canaux du stator pour trois positions radiales de l'IRS dans l'entrefer, avec interfaces MFR-MP.

En résumé, cette étude 2D a révélé que la configuration de l'IRS pourrait avoir un impact considérable sur la solution. L'interface MFR-FR ne semble pas bien se prêter à cette application, en raison de la sensibilité aux paramètres étudiés. Une interface du type MFR-MP produit des profils de vitesse radiale dans les canaux du stator très similaires à ceux obtenus à partir de la moyenne temporelle des résultats transitoires. Par contre, les pertes de ventilation sont toujours surestimées. Pour le cas étudié, le meilleur emplacement de l'interface MFR-MP semble être dans les environs des 2/3 aux 3/4 de l'entrefer. Si l'IRS est plus près du rotor, des problèmes de convergence surgissent et si l'IRS est plus près du stator, les pertes de ventilation sont grandement surestimées. Bien que ces résultats fournissent un aperçu de la sensibilité face à l'utilisation de l'IRS, le modèle 2D contient des simplifications majeures par rapport au cas réel. Conséquemment, des simulations 3D et une validation expérimentale sont nécessaires avant de pouvoir émettre de conclusions finales.

5.1.2 Étude 3D

Le modèle 2D a été conçu pour étudier l'effet local du type et de l'emplacement de l'IRS sur l'écoulement dans une région près de l'entrefer, où le rotor et le stator sont fortement

couplés. Des simulations 3D sont maintenant effectuées pour déterminer à quel point les remarques faites dans la section 5.1.1 s'appliquent lorsqu'on considère l'ensemble du circuit de ventilation. Malgré que dans l'étude 2D, les calculs avec interface MFR-FR ne prédisaient pas correctement la distribution circonférentielle des vitesses dans les canaux de stator, ce type d'interface est testé de nouveau en 3D afin de vérifier comment les distributions de débits globaux, les pertes de ventilation et les profils axiaux de la ventilation se comparent à ceux d'une simulation avec interface MFR-MP. À la lumière des résultats 2D, cinq configurations d'IRS sont étudiées en 3D. Quatre configurations d'interface MFR-FR sont testées : centrée avec l'interface à $1/2$ de l'entrefer, décalée de $22,5^\circ$ avec interface à $1/2$ de l'entrefer, centrée avec interface aux $3/4$ de l'entrefer et décalée de $22,5^\circ$ avec interface aux $3/4$ de l'entrefer. Le décalage de $22,5^\circ$ correspond à la moitié de la périodicité angulaire des bras de croisillons en plus de coïncider avec un décalage de la moitié de la périodicité angulaire des canaux du stator. En outre, une simulation avec une interface MFR-MP placée aux $3/4$ de l'entrefer est effectuée.

La première conception de la maquette a été utilisée pour cette étude préliminaire et les conditions frontières énoncées au chapitre 4 sont appliquées. Tout comme les cas 2D, les simulations sont effectuées à une vitesse de rotation de 400 tr/min et avec les propriétés de l'air à 25 C.

Répartition de débits

La répartition du débit de retour au rotor entre la partie supérieure de l'enceinte et la fosse alternateur est d'intérêt, car elle peut être mesurée sur un alternateur réel. Idéalement, la distribution du débit de retour dans la maquette devrait ressembler à celle typique d'un prototype, et si nécessaire, la taille des ouvertures du plancher et du plafond peut être ajustée afin de reproduire une répartition plus réaliste.

Les résultats de simulations suggèrent que de tels ajustements auraient été nécessaires pour la conception initiale de la maquette, puisque tous les cas montrent que l'air sort des puits de la fosse alternateur plutôt que d'entrer pour retourner vers le rotor. Ainsi, le débit sortant des puits s'ajoute à celui provenant des ouvertures de la carcasse et retourne au rotor par l'ouverture supérieure. Ce résultat a motivé la formulation de la définition du débit total, qui est le débit de ventilation utile sortant des ouvertures de radiateur. La répartition du débit de retour dans la maquette est présentée au tableau 5.1.

Tableau 5.1 Débit total de ventilation et répartition haut/bas du débit de retour vers le rotor pour cinq configurations d'IRS (valeur absolue et pourcentage du débit total de ventilation)

Type IRS MFR	Position IRS	Position angulaire rotor	Débit total	\dot{m} haut		\dot{m} bas	
			kg/s	kg/s	%	kg/s	%
FR	1/2	0°	8.92	10.19	114.3	1.39	15.6
FR	3/4	0°	9.12	10.33	113.3	1.33	14.6
FR	1/2	22.5°	8.17	9.88	120.9	1.82	22.3
FR	3/4	22.5°	8.86	10.14	114.4	1.40	15.8
MP	3/4	-	8.30	9.62	116.0	1.44	17.3

Les résultats indiquent que le type et l'emplacement de l'IRS peuvent affecter le débit total calculé, lequel présente une variation maximale d'environ 10% entre les configurations étudiées. Cependant, la répartition de l'écoulement demeure constante, à l'exception du cas MFR-FR avec rotor décalé et IRS à 1/2, qui présente un débit légèrement plus élevé dans les puits.

Dans le tableau 5.2, les débits massiques à travers la jante, les ventilateurs et le stator sont présentés pour chaque cas. Encore une fois, la distribution relative est similaire pour tous les cas, avec environ 30% du débit total passant par les canaux de la jante, 70% par les ventilateurs et 70% à travers les canaux du stator.

Tableau 5.2 Débit total dans les canaux de la jante, les ventilateurs et les canaux du stator pour cinq configurations d'IRS (valeur absolue et pourcentage du débit total de ventilation)

Type IRS MFR	Position IRS	Position angulaire rotor	\dot{m} canaux jante		\dot{m} ventilateurs		\dot{m} canaux stator	
			kg/s	%	kg/s	%	kg/s	%
FR	1/2	0°	2.67	29.9	6.25	70.1	6.51	73.0
FR	3/4	0°	2.78	30.8	6.34	69.5	6.74	73.9
FR	1/2	22.5°	2.34	28.7	5.83	71.3	5.77	70.7
FR	3/4	22.5°	2.66	30.0	6.21	70.0	6.46	72.9
MP	3/4	-	2.52	30.3	5.78	69.7	5.76	69.7

La moyenne circonférentielle du profil axial de débit dans les canaux de la jante et du stator sont présentés aux Figures 5.12 et 5.13 respectivement.

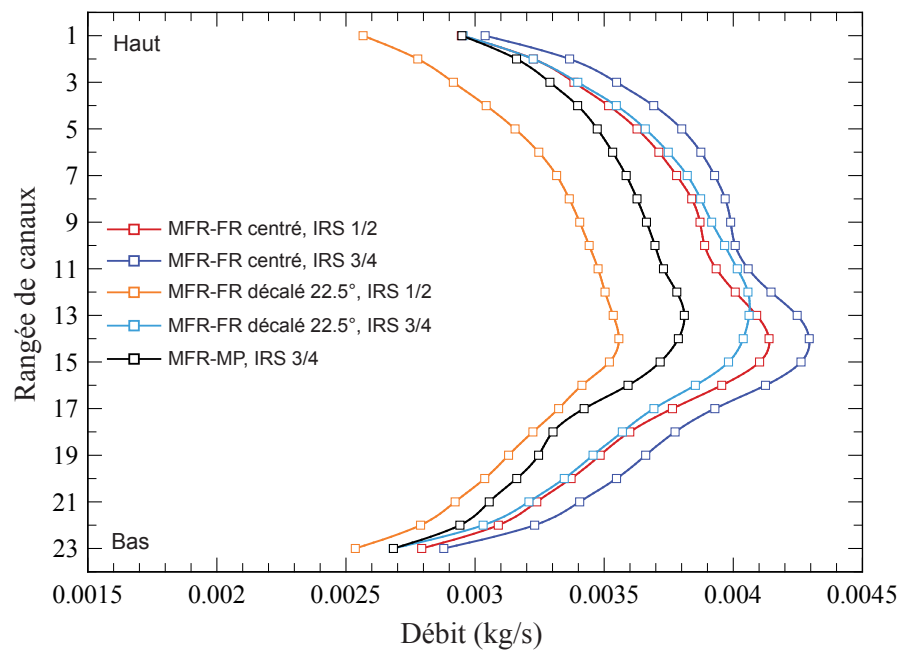


Figure 5.12 Profil axial de la moyenne circonférentielle du débit dans les canaux de la jante.

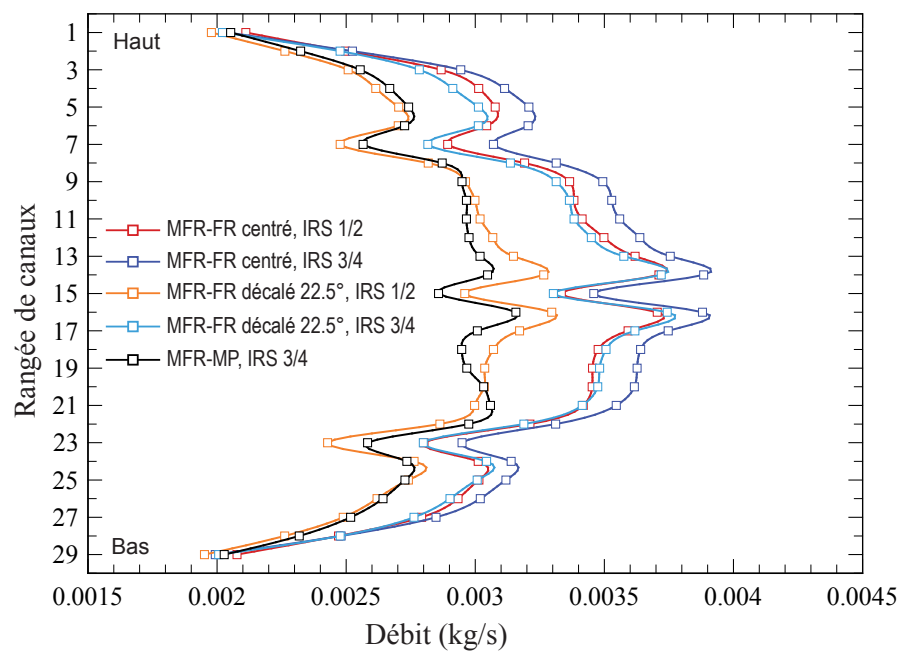


Figure 5.13 Profil axial de la moyenne circonférentielle du débit dans les canaux du stator.

Malgré la différence entre les débits d'air à travers ces composantes, la distribution axiale relative est similaire pour tous les cas et les extréma locaux se retrouvent aux mêmes emplacements axiaux. Pour la jante, les canaux près du centre sont mieux ventilés que ceux aux extrémités supérieure et inférieure. Ce débalancement est plus prononcé dans la moitié inférieure de la jante, et est également présent dans les canaux du stator. De plus, la forme des profils dans les canaux du stator est fortement influencée par les restrictions causées par les trois joues de la carcasse.

Pertes de ventilation

Les pertes de ventilation sont une composante majeure des pertes totales d'un alternateur. Pour la maquette, ces pertes indiquent également la quantité de chaleur produite dans l'enceinte, ce qui dicte la température d'opération. Le tableau 5.3 compare les valeurs de pertes pour chaque configuration d'IRS.

Tableau 5.3 Pertes de ventilation pour cinq configurations d'IRS

Type IRS MFR	Position IRS	Position angulaire rotor	Pertes de ventilation (kW)
FR	1/2	0 °	21.19
FR	3/4	0 °	21.24
FR	1/2	22.5 °	19.36
FR	3/4	22.5 °	21.29
MP	3/4	-	20.41

Les écarts de pertes de ventilation observés dans l'étude 2D ne sont pas aussi importants lorsque la totalité du circuit est considérée. Avec l'interface MFR-FR, les pertes de ventilation sont à l'intérieure d'une plage de 0,5%, à l'exception de la configuration avec rotor décalé et IRS à 1/2, qui présente une valeur 10% inférieure, attribuable à une diminution du débit de ventilation total. Les pertes calculées avec l'interface MFR-MP se comparent bien avec les résultats MFR-FR et coïncident avec la moyenne des quatre valeurs.

En résumé, les simulations 3D du circuit de ventilation complet, avec 4 configurations d'interface MFR-FR et une configuration d'interface MFR-MP, produisent une variation maximum de 10% au niveau du débit total et des pertes de ventilation. De plus, des différences

sont observées au niveau de la répartition des débits et de la moyenne circonférentielle du profil axial de débit dans les canaux de la jante et du stator. Cependant, la répartition relative de l'écoulement est semblable pour tous les cas.

5.2 Étude du raffinement de maillage

Les cas d'alternateurs hydroélectriques et celui de la maquette d'alternateur ne se prêtent pas bien à une étude formelle d'indépendance de maillage. Le circuit de ventilation est complexe et il y aurait des milliers de raffinements à ajuster pour l'étude, ce qui serait coûteux en temps d'utilisateur en plus du temps de calcul subséquent. Tel que décrit dans la section 4.2, le raffinement du maillage de la maquette tournante est dicté principalement par deux critères : la taille des éléments à la paroi ($y^+ < 60$) pour respecter les exigences de la fonction de paroi du modèle de turbulence utilisé et un taux de croissance maximum de 30% entre deux éléments adjacents. Le respect de ces deux critères génère un maillage de 85M d'éléments, ce qui constitue la limite de taille de maillage acceptable pour les ressources informatiques allouées à l'étude de la maquette.

Il demeure tout de même important d'évaluer le raffinement du maillage. Une indication du niveau de raffinement peut être obtenue à l'aide du modèle 2D présenté à la section 5.1, en comparant les résultats calculés avec un maillage 2D très fin à un maillage 2D équivalent à une coupe du maillage 3D dans le plan $r-\theta$ correspondant, tel qu'illustré à la Figure 5.14.

Puisque le plan d'analyse est normal à l'axe de rotation, les gradients de vitesses qu'on y retrouve sont très élevés, particulièrement dans la région de l'entrefer, ce qui fait du modèle 2D un cas valable pour évaluer le maillage. En comparant les quantités globales dans la Figure 5.15, on constate que les valeurs obtenues dans les deux cas sont très semblables, ce qui suggère que le raffinement du maillage 3D est adéquat dans ce plan. Cette vérification augmente la confiance dans les résultats, par contre elle ne peut pas remplacer une étude d'indépendance de maillage formelle, ce qui illustre une fois de plus le besoin d'une validation expérimentale.

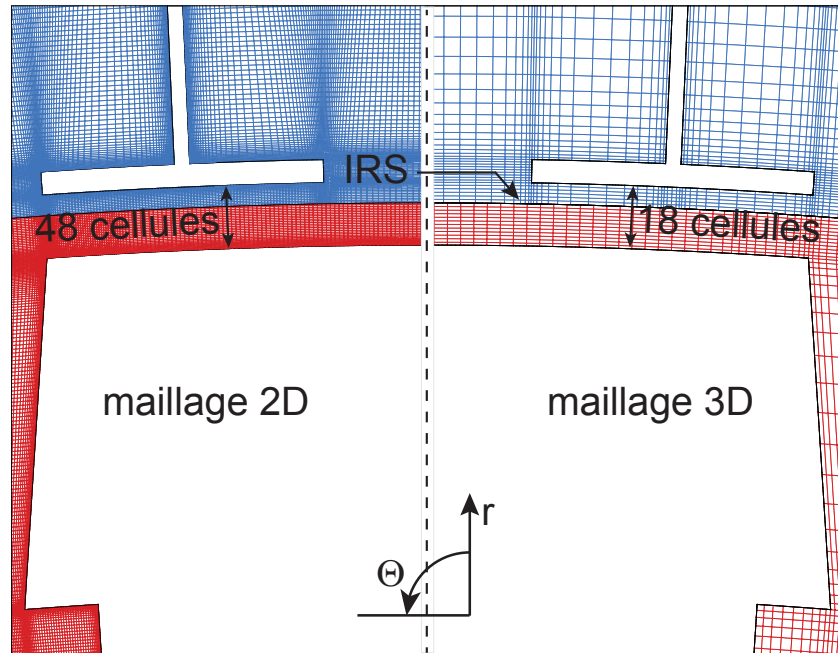


Figure 5.14 Comparaison du maillage 2D fin et du maillage 2D ayant le même raffinement que le cas 3D dans le plan r - θ , pour la région de l'entrefer.

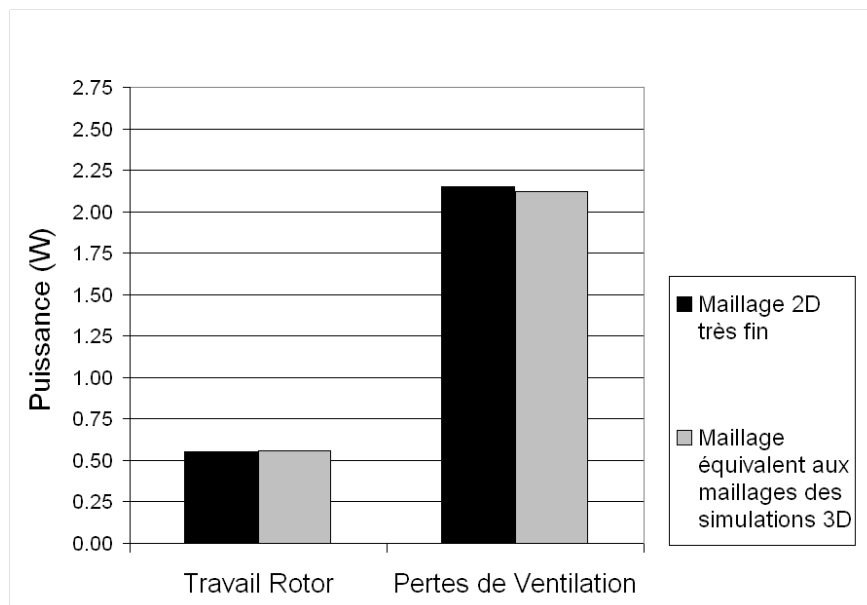


Figure 5.15 Comparaison des pertes de ventilation et du travail fait par le rotor pour un maillage 2D fin et un maillage du même raffinement que les cas 3D dans le plan r - θ , pour la région de l'entrefer.

5.3 Effet de la taille de l'entrefer

L'effet de la dimension de l'entrefer est également étudié avec le cas 2D de la section 5.1. Pour les alternateurs hydroélectriques, la taille de l'entrefer peut être différente de la valeur nominale à cause des défauts d'usinage et d'assemblage des composantes, parce que la machine subit une dilatation thermique non uniforme et parce qu'elle est soumise à des forces électromagnétiques et mécaniques lorsqu'elle est en exploitation. À part les effets électromagnétiques, ces phénomènes sont également présents pour la maquette. Il est donc intéressant d'étudier l'effet de la taille de l'entrefer sur les quantités globales telles que les pertes de ventilation et le travail fait par le rotor. Dans cette étude, les résultats avec la dimension d'entrefer nominale sont comparés à ceux calculés avec une taille d'entrefer 20% supérieure et 20% inférieure. L'effet est investigué pour le cas transitoire et pour les cas stationnaires avec interfaces MFR-FR et MFR-MP. L'IRS est placée aux $2/3$ de l'entrefer et le nombre d'éléments dans l'entrefer est également conservé dans tous les cas afin de maintenir la cohérence de la comparaison.

Les résultats des simulations instationnaires suggèrent qu'une réduction de la taille de l'entrefer entraîne une augmentation des pertes de ventilation et du travail fait par le rotor, tel qu'illustré à la Figure 5.16. C'est l'effet anticipé, car les gradients de vitesse dans l'entrefer augmentent avec une diminution de la dimension de l'entrefer.

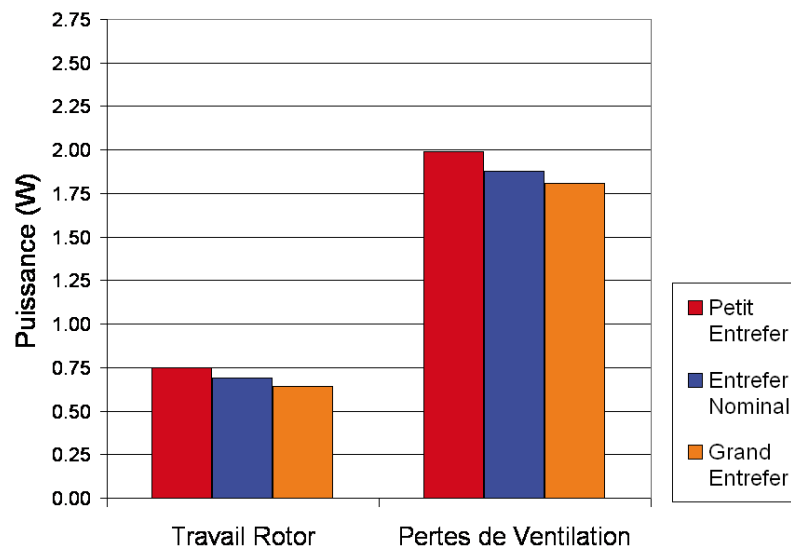


Figure 5.16 Comparaison des pertes de ventilation et du travail fait par le rotor pour trois dimensions d'entrefer pour les simulations instationnaires.

Avec une interface MFR-MP, la relation entre les pertes et la dimension de l'entrefer suit la même tendance établie par les simulations instationnaires, mais les pertes sont surestimées et le travail fourni par le rotor est sous-estimé sans tendance apparente, tel qu'illustré par le graphique de la Figure 5.17. De plus, l'erreur au niveau des pertes par rapport aux cas transitoires augmente comme la dimension de l'entrefer est diminuée et le couplage entre le rotor et le stator devient plus fort.

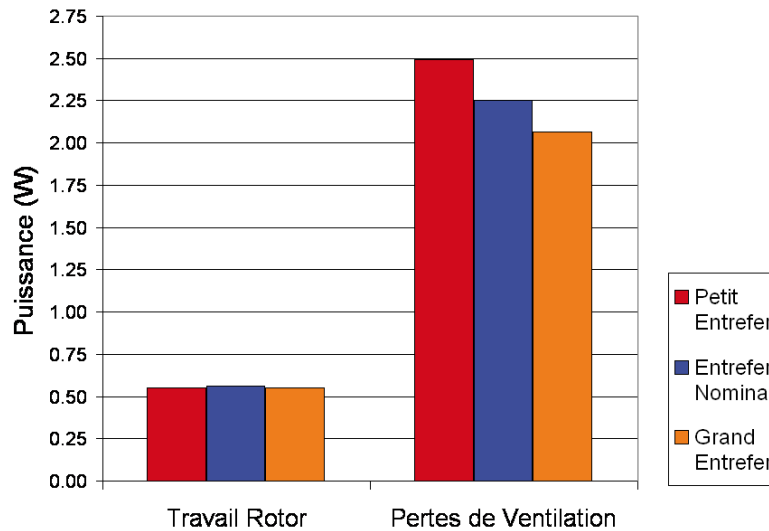


Figure 5.17 Comparaison des pertes de ventilation et du travail fait par le rotor pour trois tailles d'entrefer avec une interface MFR-MP.

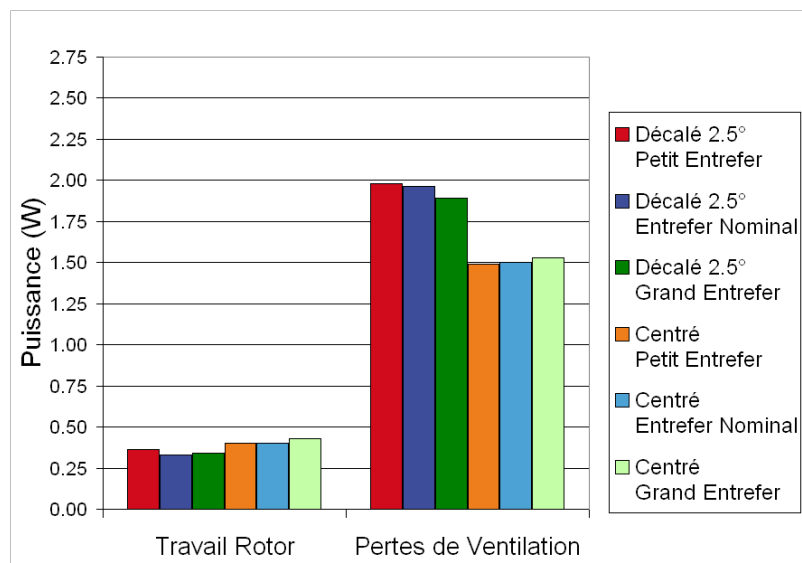


Figure 5.18 Comparaison des pertes de ventilation et du travail fait par le rotor pour trois tailles d'entrefer avec une interface MFR-FR.

Les calculs avec interface MFR-FR sont effectués aux deux positions angulaires relatives de rotor étudiées précédemment, c'est-à-dire la position centrée et la position décalée de $2,5^\circ$. Les résultats à la Figure 5.18 ne présentent aucune tendance claire et indiquent qu'avec ce type d'interface, les pertes de ventilation sont plus sensibles à la position angulaire du rotor qu'à la dimension de l'entrefer.

En lumière des résultats de cette étude préliminaire numérique, l'interface MFR-MP semble être plus appropriée pour cette application. En conséquence, ce type d'interface est utilisé avec un positionnement radiale aux $3/4$ de l'entrefer dans le restant des calculs de ce projet de recherche. Les résultats présentés dans ce chapitre ont mené à un article de conférence qui a été présenté à l'ASME (Toussaint *et al.*, 2011).

CHAPITRE 6

RÉSULTATS

La stratégie de simulation pour les calculs finaux a été identifiée à l'aide de l'étude numérique préliminaire, notamment par rapport à l'utilisation d'une interface MFR-MP positionnée aux 3/4 de l'entrefer. Les résultats de trois simulations, décrits au tableau 6.1, sont présentés dans ce chapitre. La comparaison des résultats de ces trois simulations permet l'analyse de l'effet d'une variation de la température de l'air et l'effet de la modification de la géométrie.

Tableau 6.1 Noms et descriptions des simulations finales

Nomenclature	Conception	Configuration de l'IRS	Vitesse angulaire (tr/min)	Température (C)
ANC-25	Ancienne	MFR-MP 3/4	300	25.0
ACT-25	Actuelle	MFR-MP 3/4	300	25.0
ACT-46	Actuelle	MFR-MP 3/4	300	46.2

La présentation des résultats de ces calculs est divisée en trois sections. D'abord, une description générale de l'écoulement dans la maquette est présentée et quelques comparaisons qualitatives avec les observations expérimentales sont effectuées à la section 6.1. Ensuite, les répartitions de débits des trois calculs sont comparées à la section 6.2. Une comparaison des pertes de ventilation provenant des simulations numériques et des résultats expérimentaux est présentée à la section 6.3. Enfin, l'analyse des effets axiaux dans l'entrefer et l'interpôle est présentée à la section 6.4, afin d'évaluer la précision des calculs 2D.

6.1 Description de l'écoulement dans la maquette

L'écoulement d'air dans la maquette d'alternateur peut être décrit en détail à partir des résultats de simulation CFD. La ventilation dans les trois cas est qualitativement très semblable et de ce fait la description qui suit s'applique à tous. Pour cette raison, les appuis visuels proviennent uniquement du calcul ACT-46. Quelques comparaisons sont également

effectuées avec des visualisations de brins de laine.

En tournant, le rotor génère un gradient de pression dans la direction radiale, tel qu'illustré à la Figure 6.1. La pression maximale est atteinte dans les capots sous l'effet des ventilateurs radiaux, créant ainsi un gradient de pression axiale également.

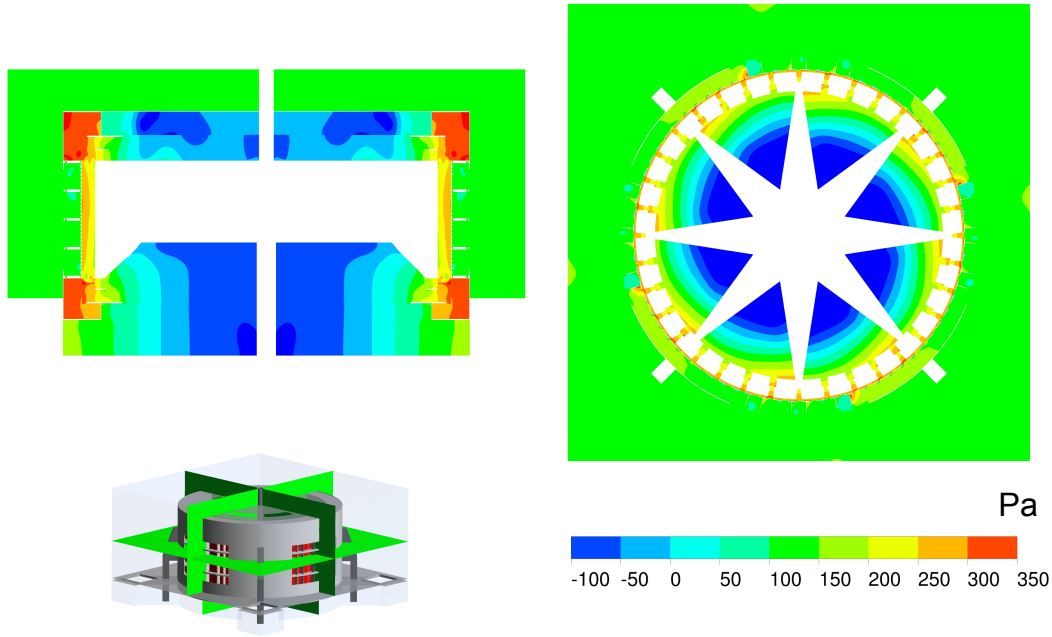


Figure 6.1 Contours de pression sur un plan de coupe $(r - \theta)$ et un plan de coupe $(r - z)$ de la maquette d'alternateur.

La dépression qui est générée près du centre du rotor aspire l'air de l'enceinte par les ouvertures du plafond. La visualisation de brins de laine positionnés dans une de ces ouvertures permet de confirmer la direction de l'air prédite par les simulations, tel qu'illustré à la Figure 6.2. Le moyennage circonférentiel effectué à l'interface MFR-MP au-dessus du rotor assurent un écoulement similaire dans toutes les ouvertures du plafond. Il est donc suffisant d'analyser une seule de ces ouvertures.

Comme il était anticipé, un écoulement radial est créé par le rotor (Figure 6.3). L'air provenant de son centre est convecté à travers les canaux de la jante vers l'entrefer et à travers les ventilateurs radiaux vers les capots. La surpression dans les capots pousse l'air dans l'entrefer ou directement dans la carcasse par les ouvertures des capots. L'air dans l'entrefer poursuit son parcours radialement à travers le stator, puis dans la carcasse. L'air dans les

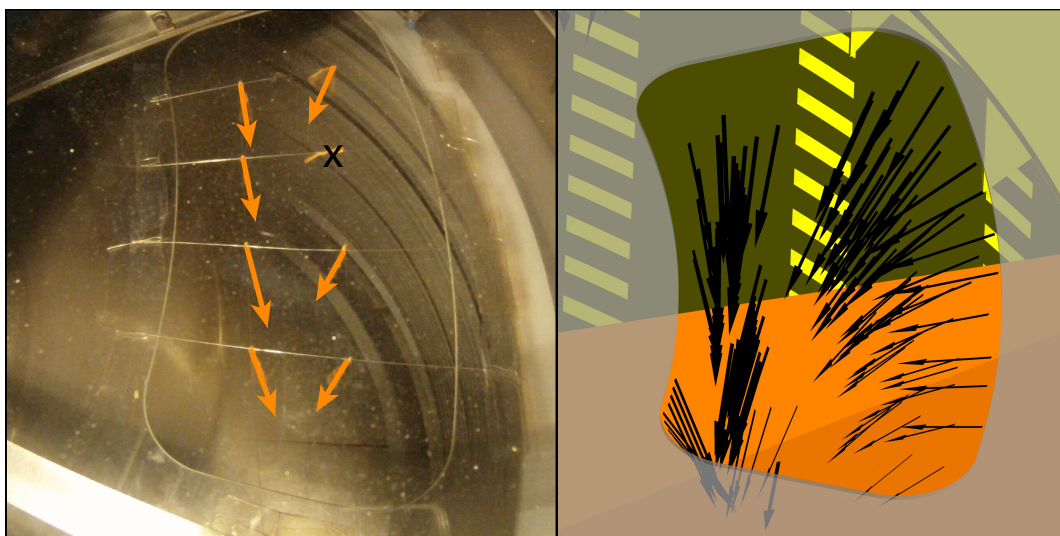


Figure 6.2 Comparaison de la visualisation de brins de laine et des vecteurs provenant d'une simulation CFD à une ouverture du plafond de la maquette.

caissons de la carcasse circule dans le sens horaire jusqu'à la prochaine ouverture de radiateur. À cet endroit, tout le débit d'air qui provient de la portion fermée de la carcasse est dirigé à l'extérieur par la première plaque déflectrice, formant un jet puissant ayant une composante de vitesse tangentielle. Ce jet peut être identifié à l'aide des contours de vitesses à la sortie de radiateur et sur le plan horizontal à mi-hauteur de la maquette, à la Figure 6.4. Les jets formés par les plaques déflectrices subséquentes sont plus faibles, car ils sont seulement alimentés par quelques colonnes de canaux de stator.

Le jet principal de l'ouverture du radiateur, qui provient de la première plaque déflectrice, frappe la paroi de l'enceinte et se divise sur une ligne verticale, formant une ligne de stagnation. La présence de cette ligne de division verticale et sa position ont été vérifiées qualitativement par visualisation de brins de laine sur la paroi interne de l'enceinte. La Figure 6.5 présente une comparaison de l'orientation des brins de laine (indiquée par les flèches) et de l'orientation des vecteurs de vitesse du calcul CFD à l'endroit correspondant. De plus, dans cette figure la région en rouge correspond à une vitesse vers la droite et la région en bleu à une vitesse vers la gauche, ce qui illustre clairement la ligne de division.

Comme c'était le cas dans l'étude numérique préliminaire, l'air sort des puits de la fosse alternateur. Les contours de vitesse radiale et des lignes de courant dans la fosse alternateur (côté droit de la Figure 6.3) indiquent que ce comportement est causé par un grand tourbillon qui se situe sous le rotor. En effet, il peut être observé qu'à l'intérieur d'un certain rayon,

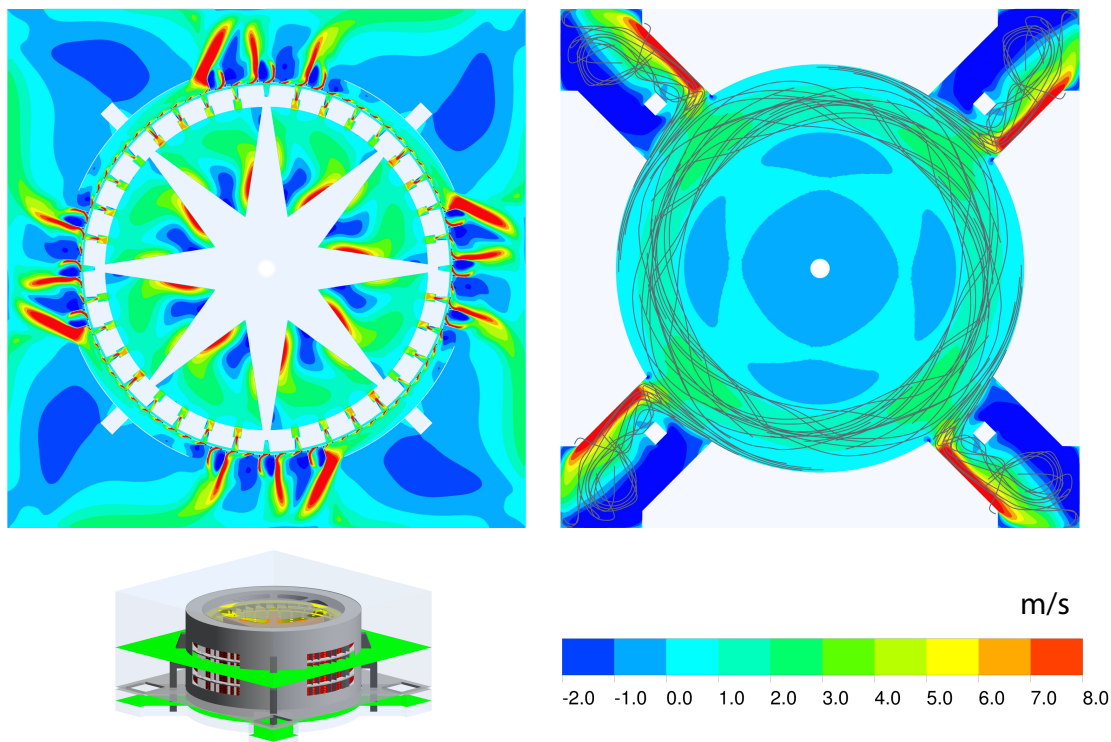


Figure 6.3 Contours de vitesse radiale de l'écoulement d'air dans la maquette tournante sur deux plans $r - \theta$, pour une simulation à 300 tr/min et à 46.2 C.

l'air est aspiré vers le centre du rotor par la dépression près de l'axe. À l'extérieur de ce rayon, l'air du tourbillon se déplace radialement sous l'action de la force centrifuge, jusqu'au diamètre externe de la fosse, où une partie de cet air est dévié dans le conduit du puits.

L'air forme alors un plus petit tourbillon sous chaque puits et sort ensuite en spirale vers l'enceinte. L'air sortant du puits a été observé par visualisation de fumée à 50 tr/min et par visualisation de brins de laine à 300 tr/min. Par contre, l'observation de cette structure d'écoulement avec les brins de laine est difficile en raison du faible débit qui n'offre pas suffisamment de portance aux brins de laine et en raison de la forte instationnarité qui est présente à cet endroit.

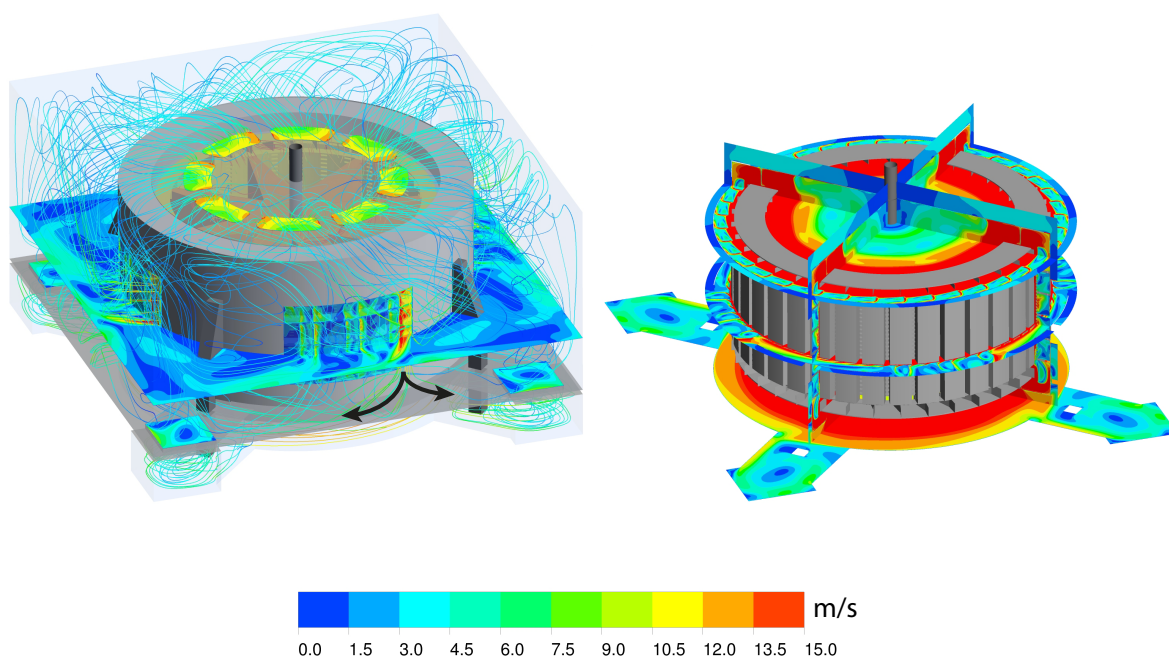


Figure 6.4 Visualisation de contours de vitesse et de lignes de courant de l'écoulement d'air dans la maquette tournante pour une simulation à 300 tr/min et à 46.2 C.

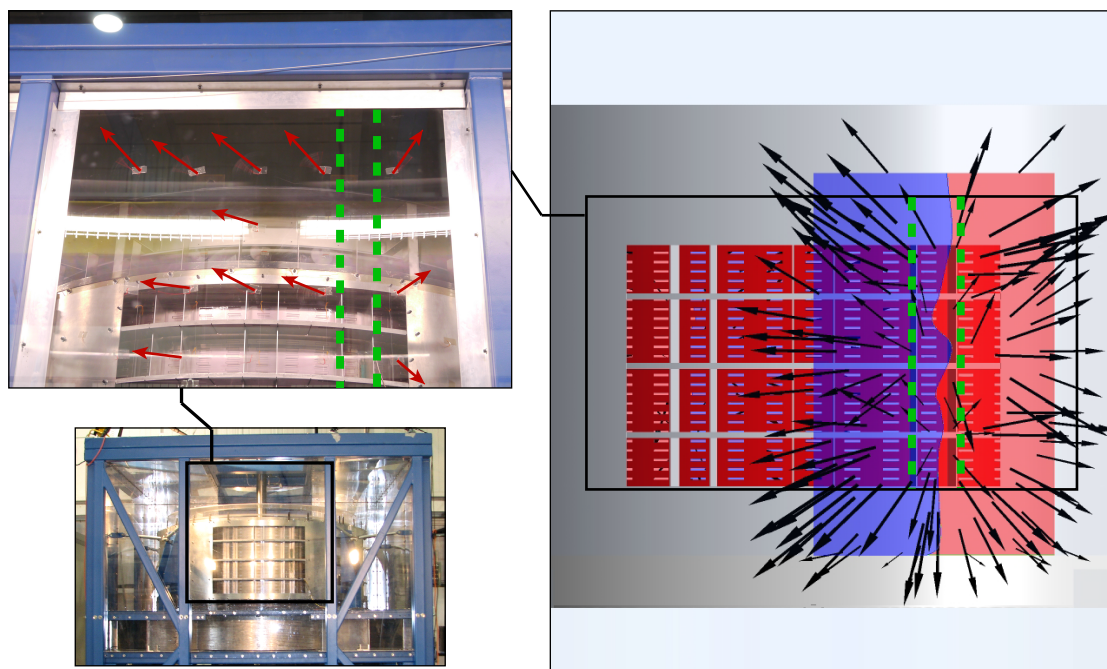


Figure 6.5 Comparaison de l'orientation des brins de laine sur la paroi interne de la maquette (gauche) et des vecteurs de vitesses du calcul CFD (droite) à l'endroit où le jet principal se divise.

6.2 Répartition des débits

La répartition des principaux débits d'air dans la maquette est présentée au Tableau 6.2, en valeur absolue et en pourcentage du débit de ventilation total, pour les trois cas étudiés. Similairement au Chapitre 5, le débit de ventilation total est défini comme le débit utile sortant des ouvertures de radiateurs. Les emplacements des débits du tableau sont illustrés à la Figure 6.6, à l'exception des débits de la partie inférieure de la carcasse (Q_7 , Q_9 , Q_{12} , et Q_{14}), qui sont situés aux mêmes endroits que le débit correspondant dans la partie supérieure.

Tableau 6.2 Répartition des débits dans la maquette d'alternateur pour les trois calculs finaux en valeur absolue et en pourcentage du débit total.

Débit	Localisation	ACT-46		ACT-25		ANC-25	
		\dot{m}		\dot{m}		\dot{m}	
		kg/s	%	kg/s	%	kg/s	%
Q_1	Jante	1.637	29.7	1.753	29.6	1.882	30.4
Q_2	Ventilateurs sup.	2.749	49.6	2.987	50.5	2.509	40.6
Q_3	Ventilateurs inf.	2.456	44.3	2.648	44.8	2.515	40.7
Q_4	Stator	3.881	70.0	4.142	70.0	4.290	69.4
Q_5	Radiateur (total)	5.542	100.0	5.915	100.0	6.186	100.0
Q_6	Interpôle sup.	0.380	6.9	0.405	6.8	0.418	6.8
Q_7	Interpôle inf.	0.240	4.3	0.255	4.3	0.406	6.6
Q_8	Entrefer sup.	0.823	14.9	0.878	14.8	0.800	12.9
Q_9	Entrefer inf.	0.817	14.7	0.873	14.8	0.793	12.8
Q_{10}	Jeu capot-rotor sup.	0.732	13.2	0.782	13.2	0.235	3.8
Q_{11}	Jeu capot-rotor inf.	0.621	11.2	0.664	11.2	0.238	3.9
Q_{12}	Ouvertures capot sup.	0.790	14.3	0.844	14.3	0.884	14.3
Q_{13}	Ouverture capot inf.	0.747	13.5	0.798	13.5	0.887	14.3
Q_{14}	Plafond	6.524	117.7	6.937	117.3	7.291	117.9
Q_{15}	Puits	1.008	18.2	1.051	17.8	1.189	19.2

Les résultats indiquent que le débit d'air total qui s'établit dans la maquette est affecté par le changement de température et par la modification de la géométrie. Par contre, la répartition relative du débit total est très similaire pour les trois calculs et quelques observations générales peuvent être faites.

Premièrement, la comparaison des débits dans les composantes inférieures et supérieures suggère que la répartition axiale est plutôt symétrique, à l'exception de l'écoulement de re-

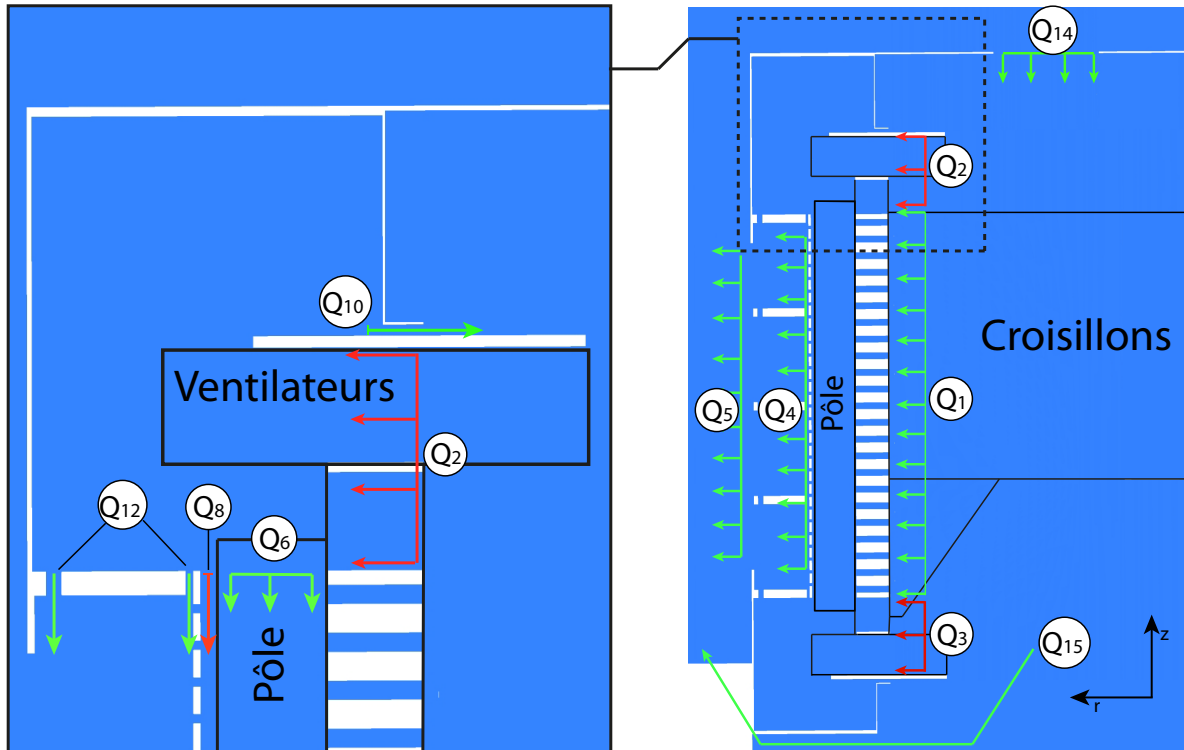


Figure 6.6 Identification des principaux débits d'intérêt

tour au rotor. L'analyse des répartitions de débits démontre l'importance des ventilateurs supérieurs et inférieurs. Ensemble, ils produisent un débit équivalent à environ 95% du débit total pour la géométrie actuelle, par contre l'équivalent de 25% du débit d'air total fuit le capot par le jeu qui le sépare du rotor (Q_{10} , Q_{11}) et retourne vers le centre du rotor. En conséquence, le débit utile produit par les ventilateurs (c.-à-d. qui se rend à la sortie de radiateur) représente 70% du débit total. En comparaison, le débit de la jante correspond seulement à environ 30% du débit total. Il est pertinent de noter que le débit produit par le rotor, qui consiste en la somme du débit des ventilateurs et du débit de la jante, est supérieur au débit sortant des ouvertures de radiateur en raison de la fuite des capots. Par ailleurs, il est intéressant de constater que plus de la moitié du débit dans les canaux du stator provient des capots, via les extrémité axiales de l'interpôle (Q_6 , Q_7) et de l'entrefer ($Q_8 + Q_9$). De plus, seulement 70% du débit total traverse le stator, car les ouvertures du capot (Q_{12} , Q_{13}) permettent à l'air d'accéder directement aux caissons de la carcasse sans passer par le stator.

La comparaison des calculs ACT-25 et ANC-25 indique que les plus grandes différences surviennent localement aux endroits où la géométrie a changé, c'est-à-dire dans les capots. Le changement de l'orientation des pales de ventilateurs occasionne une augmentation du

débit généré, qui correspond à 10% du débit total. Par contre, l'agrandissement du jeu entre le capot et le rotor cause une augmentation majeure des fuites vers le centre du rotor, soit 16.7% du débit total. Il en suit que la modification de la géométrie produit une réduction du débit total de ventilation de 4.48% pour cette condition d'opération, même si le débit engendré par le rotor est plus grand.

L'augmentation de la température a eu l'effet de réduire les débits uniformément de 6.3% et la répartition des débits ne semble être affectée par ce paramètre. Ceci est principalement relié à la diminution de la densité de l'air, qui est de 7%, et les débits volumiques sont quasi-identiques. En conséquence, l'augmentation de la viscosité de l'air qui accompagne cette augmentation de la température a peu d'effet sur les débits dans la maquette.

La moyenne circonférentielle du profil axial de débit dans les canaux de la jante et du stator sont présentés aux Figures 6.7 et 6.8 respectivement. Les caractéristiques générales des profils axiaux des résultats de l'étude préliminaire décrivent également les profils des calculs finaux. Notamment, la distribution axiale relative est similaire pour tous les cas, avec une meilleure ventilation des canaux près du centre et un profil dans le stator qui est fortement influencée par les restrictions causées par les trois joues de la carcasse en aval.

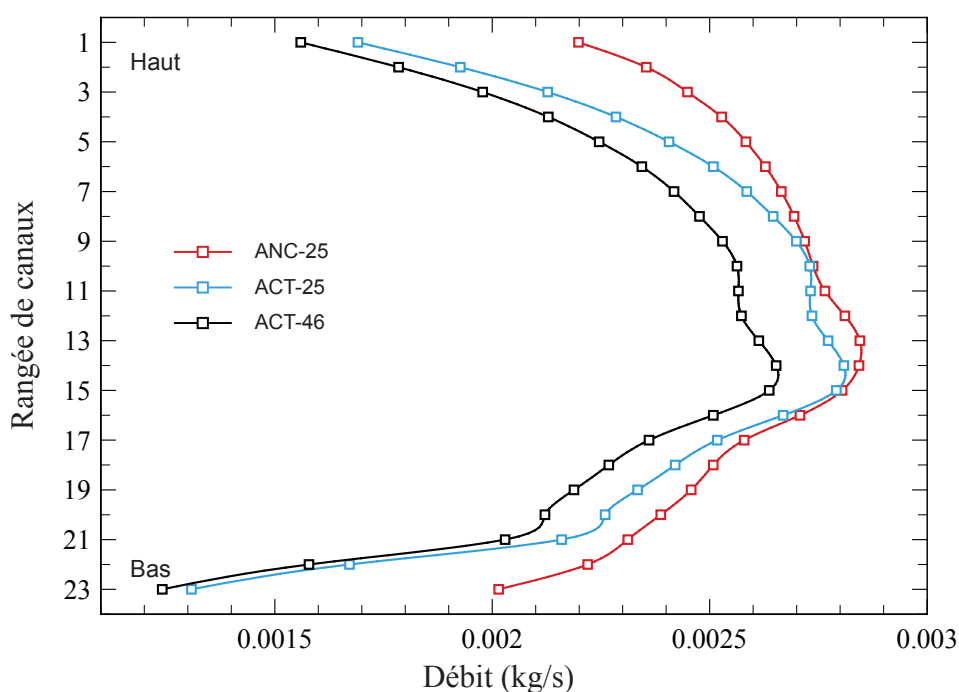


Figure 6.7 Profil axial de la moyenne circonférentielle du débit dans les canaux de la jante.

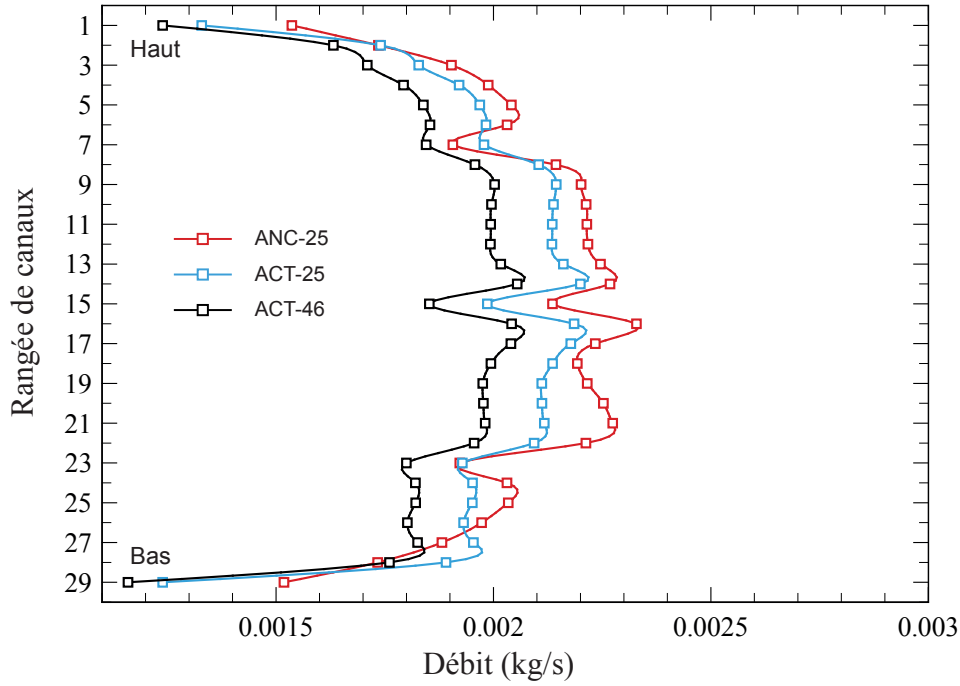


Figure 6.8 Profil axial de la moyenne circonférentielle du débit dans les canaux du stator.

La comparaison des profils axiaux dans la jante avant et après la modification de la maquette révèle que les débits près du centre de la hauteur sont semblables, mais que le débit dans les canaux près des extrémités axiales est réduit. Ce résultat suggère que le débit additionnel dans les ventilateurs est obtenu au détriment de la ventilation de ces canaux de jante. Au niveau du stator, la modification de la géométrie n'altère pas la forme du profil axial dans les canaux, par contre les débits sont réduits, ce qui s'explique par l'augmentation de fuites dans les capots. En outre, l'augmentation de température semble occasionner une diminution proportionnelle au débit dans les canaux de jante et du stator.

Bilans de débits

La connaissance du cheminement de l'air dans la maquette peut servir à faire le bilan des débits entrants et sortants d'une région donnée. Les bilans pour l'entrefer, le capot supérieur, la carcasse et l'enceinte sont exprimés aux équations 6.1, 6.2, 6.3 et 6.4 respectivement. Ces bilans sont utiles lors des mesures expérimentales, car ils permettent de déduire un débit manquant à partir des débits connus.

$$Q_4 = Q_1 + (Q_6 + Q_7) + (Q_8 + Q_9) \quad (6.1)$$

$$Q_2 = Q_6 + Q_8 + Q_{12} + Q_{10} \quad (6.2)$$

$$Q_5 = Q_{12} + Q_{11} + Q_4 \quad (6.3)$$

$$Q_{14} = Q_5 + Q_{15} \quad (6.4)$$

6.3 Pertes de ventilation

La première validation expérimentale quantitative des calculs CFD est réalisée en comparant les pertes de ventilation totales. Les valeurs de pertes expérimentales sont estimées à partir de l'enregistrement de la puissance du moteur électrique tel que décrit par la Figure 3.7. Pour les calculs CFD, les pertes de ventilation sont calculées à partir de la puissance du rotor (éq. 2.10). Les valeurs de pertes provenant des calculs CFD et des mesures expérimentales sont présentées aux tableaux 6.3 et 6.4, respectivement.

Tableau 6.3 Valeurs des pertes calculées à partir des simulations CFD

Calcul	Conception	Température (C)	Pertes (kW)
ANC-25	Ancienne	25.0	8.42
ACT-25	Actuelle	25.0	9.80
ACT-46	Actuelle	46.2	9.18

Tableau 6.4 Valeurs expérimentales des pertes de ventilation

Mesure	Conception	Température (C)	Pertes de ventilation (kW)
ANC-EXP	Ancienne	51.3	7.48
ACT-EXP	Actuelle	46.2	8.91

Les valeurs de pertes expérimentales sont mesurées lorsque la maquette atteint la stabilité thermique. Cette température de stabilité est différente pour chaque essai, car elle dépend de la température ambiante, de la configuration de la ventilation forcée et des pertes visqueuses elles-mêmes. Il en suit que les valeurs de pertes provenant des différents essais ne peuvent

pas être comparées directement, car elles varient en fonction de la température de l'air. En conséquence, les chercheurs du projet AUPALE ont employé une approche empirique utilisée dans les études des alternateurs réels, qui consiste à déterminer une relation linéaire qui décrit la variation des pertes en fonction de la température. Pour ce faire, la puissance du moteur (de laquelle les pertes sont estimées) et la température sont enregistrées durant l'échauffement de la maquette lors d'un essai à 300 tr/min. La relation qui est obtenue est illustrée à la Figure 6.9. Celle-ci peut alors servir à extrapoler les valeurs de pertes de deux essais à une température commune. Les calculs ANC-25 et ACT-25 ont été réalisés en utilisant les propriétés de l'air à 25 C, donc la méthode d'extrapolation empirique des pertes est également appliquée à ces résultats pour permettre la comparaison avec les valeurs expérimentales.

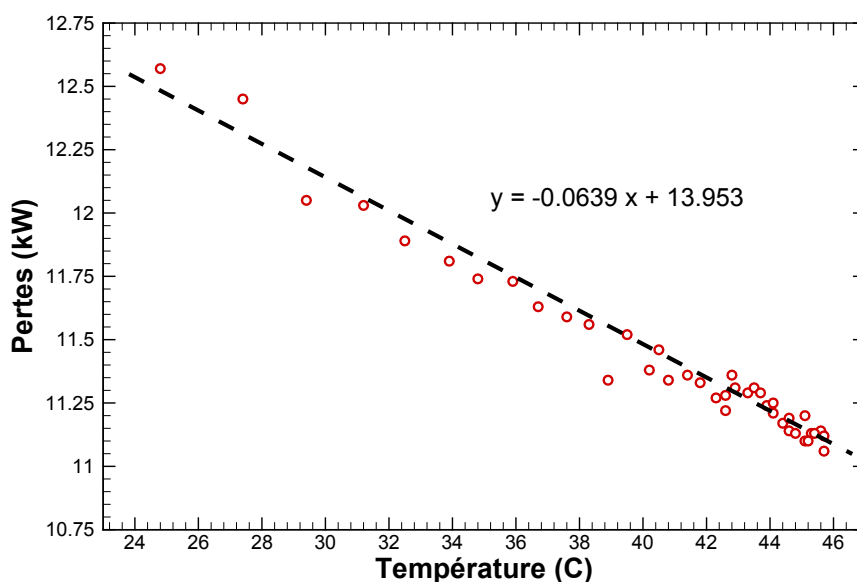


Figure 6.9 Relation linéaire approximant la variation des pertes de ventilation en fonction de la température, basée sur l'évolution des pertes lors d'un essai d'échauffement de la maquette.

Pour le calcul ACT-46, qui reproduit les conditions thermiques de l'essai expérimental, aucune extrapolation n'est nécessaire et la comparaison directe révèle un très bon accord. Ce résultat est important, car il indique que la méthodologie employée permet de calculer les pertes de façon précise lorsque les propriétés de l'air sont bien spécifiées.

En comparant les calculs ACT-25 et ACT-46, on constate que la relation linéaire obtenue expérimentalement lors de l'échauffement de la maquette ne semble pas bien représenter la variation des pertes calculée dans les simulations. Bien que l'échauffement de la maquette

soit très lent, il est probable que la cause du désaccord est la non-stabilité thermique de la maquette lors de l'enregistrement des données. En conséquence, la température de l'air et donc ses propriétés, ne sont pas uniformes partout dans la maquette, ce qui influence les pertes. Lorsqu'on considère uniquement les valeurs de pertes et de températures finales obtenues à la stabilité thermique, on retrouve la même relation linéaire que celle prédite par les simulations numériques, tel qu'illustré à la Figure 6.10, ce qui suggère que la méthode numérique permet de capter l'effet d'une variation de température sur les pertes. Pour les comparaisons de ce projet, cette nouvelle relation linéaire à stabilité thermique est utilisée pour extrapoler les pertes. Par contre, il serait souhaitable d'obtenir plus de données expérimentales pour confirmer la pente de la relation linéaire, ce qui constitue un sujet de recherche actuelle à l'IREQ.

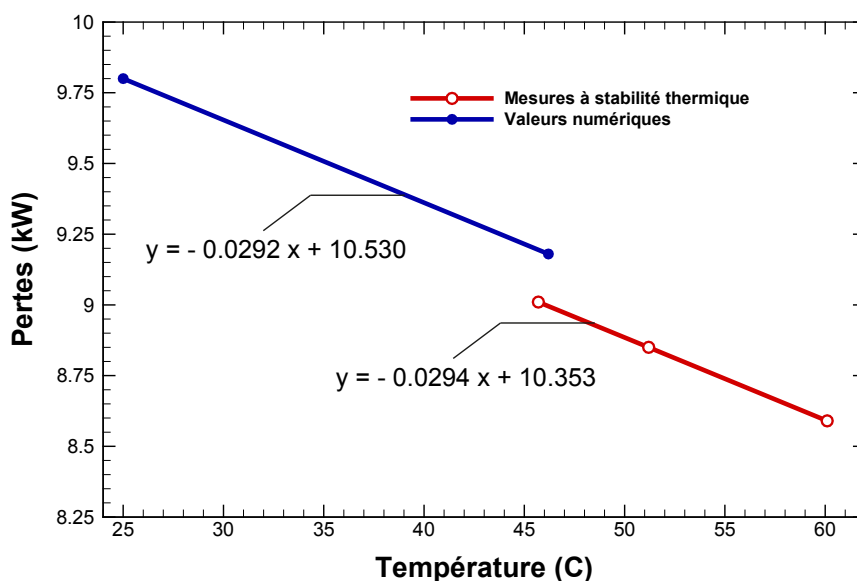


Figure 6.10 Relations linéaires approximant la variation des pertes de ventilation en fonction de la température pour les deux simulations CFD et trois mesures à stabilité thermique

Le tableau 6.5 présente les valeurs de pertes des résultats numériques et expérimentaux avec les extrapolations nécessaires pour les comparaisons qui suivent. De plus, l'erreur par rapport à la mesure expérimentale correspondante est indiquée pour les résultats numériques.

Lorsque les valeurs de pertes des calculs ANC-25 et ACT-25 sont extrapolées et comparées à leur valeur expérimentale respective, on constate une faible erreur. Ces résultats indiquent que pour l'analyse des pertes, il n'est pas nécessaire d'effectuer les simulations avec les propriétés de l'air à la température précise de l'essai et qu'il est suffisant d'appliquer une correction en fonction de la différence de température. De plus, les résultats démontrent que

la relation linéaire dérivée à partir de données obtenues avec la nouvelle géométrie décrit bien la variation de pertes de l'ancienne géométrie également. L'indépendance de la relation linéaire aux changements géométriques supporte l'hypothèse que la variation des pertes est principalement causée par le changement de la densité de l'air.

Tableau 6.5 Valeurs des pertes des simulations CFD et des mesures et extrapolations effectuées avec la relation linéaire obtenue à des températures stabilisées.

Calcul/ Mesure	Température (C)	Pertes (kW)	Pertes extrapolées (kW)	Erreur (%)
ANC-25	25.0	8.42	7.65 à 51.3 C	2.2
ANC-EXP	51.3	7.48	7.63 à 46.2 C	-
ACT-25	25.0	9.80	9.18 à 46.2 C	3.0
ACT-46	46.2	9.18	-	3.0
ACT-EXP	46.2	8.91	-	-

Par ailleurs, l'analyse des résultats expérimentaux révèle une augmentation des pertes, suite à la modification de la géométrie de 16.8%. Ceci s'explique par l'augmentation du débit généré par les ventilateurs et par la restriction additionnelle dans les capots créée par la présence des plaques-développantes. Cette différence importante indique que les pertes de ventilation de la maquette sont très sensibles aux modifications dans la région des ventilateurs. Lidell *et al.* (2001) ont également constaté que cette région est critique pour l'efficacité de la ventilation d'un alternateur. Dans leur cas, 70% de la puissance du rotor est fournie par les ventilateurs et ils ont choisi cet endroit pour faire une modification mineure ayant un impact majeur sur la ventilation.

Dans les résultats numériques, l'augmentation des pertes entre l'ancienne conception et la nouvelle conception se compare bien avec les mesures. Lorsque les pertes du calcul ACT-46 sont comparées à celles du calcul ANC-25 extrapolées à 46.2 C, on obtient une augmentation de 16.5%. Ces résultats semblent indiquer que le modèle CFD a la capacité d'évaluer les variations de pertes de façon relative par rapport à un changement de configuration de la ventilation.

La comparaison entre les simulations numériques et les mesures est jugée satisfaisante pour la validation de la capacité d'évaluer les pertes, car l'erreur est suffisamment petite et elle se compare à l'incertitude des mesures. De plus, la procédure d'extrapolation des pertes par la relation linéaire dérivée de mesures à température stabilisée est validée.

6.4 Effets axiaux dans l'entrefer

Il a été noté que seulement 30% du débit total passe par les canaux de la jante. Par contre, dans les études 2D de la région de l'entrefer et de l'interpôle présentées au Chapitre 5, la totalité du débit d'air entre le domaine de calcul par ces canaux, car ces modèles ne tiennent pas compte des débits axiaux. Des modèles 2D similaires sont également employés dans l'étude des alternateurs réels du projet AUPALE. Il est donc pertinent d'évaluer la validité de l'hypothèse simplificatrice de négliger les effets axiaux, à l'aide des résultats de calculs 3D.

L'importance relative des vitesses axiales est analysée en les comparant à la vitesse $V_{r-\theta}$ définie à l'équation 6.5. Dans cette dernière équation, il est plus pertinent de considérer la vitesse circonférentielle de l'air ($V_{circ.}$) dans le repère tournant, puisque la plupart de ces études 2D s'intéressent à l'écoulement relatif au pôle.

$$V_{r-\theta} = \sqrt{V_{circ. rel.}^2 + V_{radiale}^2} \quad (6.5)$$

Les contours de vitesses dans l'entrefer et l'interpôle à la Figure 6.11 indiquent qu'il existe une forte composante de vitesse axiale dirigée vers le centre de la hauteur de la jante et que cette composante diminue et devient nulle près du centre, où elle change de signe. Les valeurs de $V_{r-\theta}$ dans l'interpôle sont très faibles, ce qui suggère que les effets axiaux dominent à cet endroit. Au niveau de l'entrefer, $V_{r-\theta}$ suit la même tendance que la vitesse axiale. Il est donc difficile de commenter leur importance relative qualitativement.

Afin d'effectuer une comparaison quantitative, la valeur moyenne du ratio $V_z/V_{r-\theta}$ dans l'entrefer et l'interpôle est calculée pour chaque plan de la Figure 6.11. Le profil axial de ce ratio est présenté à la Figure 6.12.

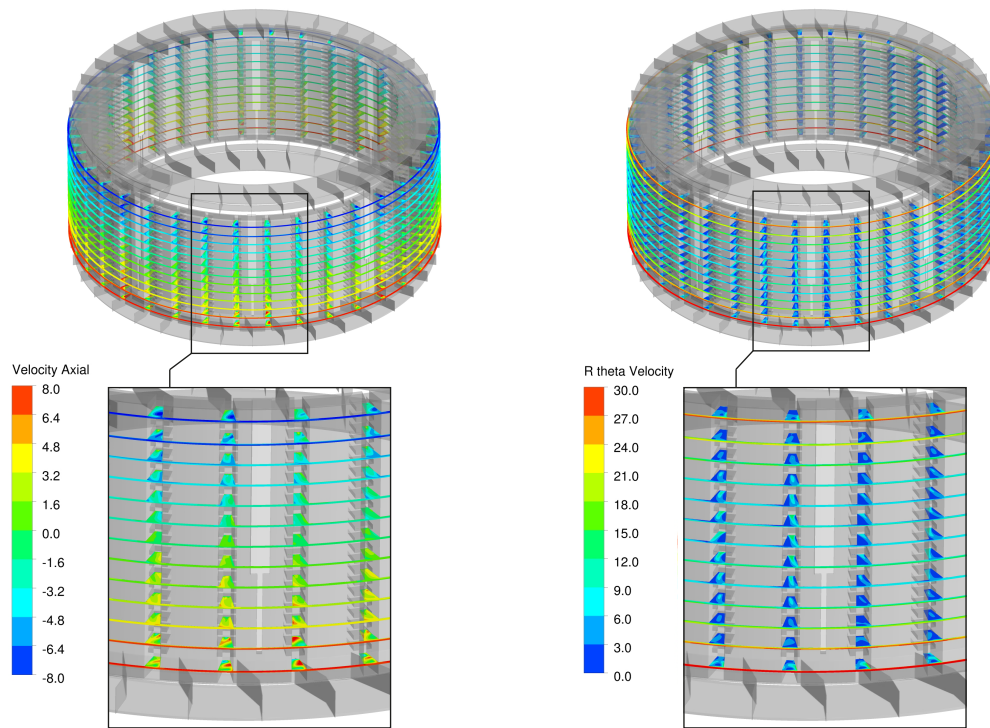


Figure 6.11 Contours de vitesse axiale (gauche) et contours du module de vitesse dans le plan $r-\theta$ (droite)

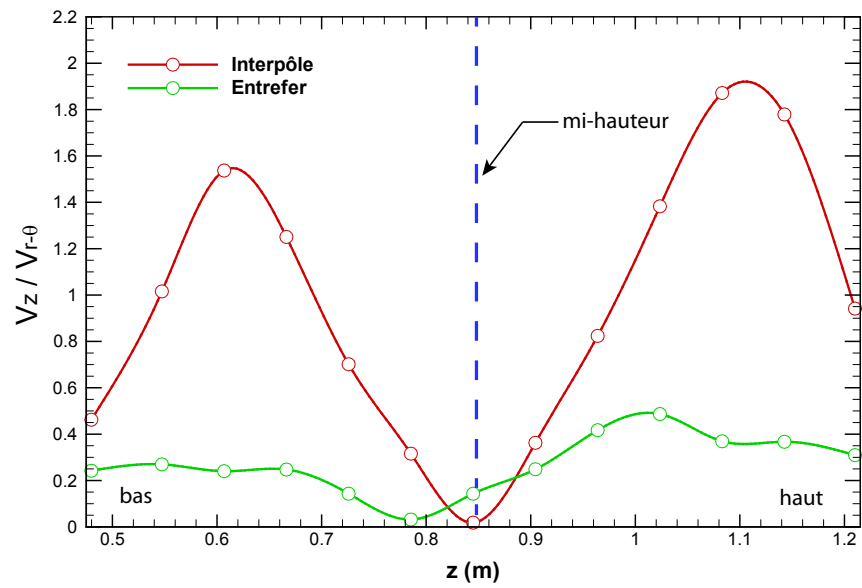


Figure 6.12 Moyenne circconférentielle du profil axial de $V_z / V_{r-\theta}$

Dans la région de l'interpôle, le profil axial de ce ratio démontre clairement que les vitesses axiales ne sont pas négligeables, sauf pour une mince portion près de la mi-hauteur. Dans l'entrefer, les effets axiaux sont beaucoup moins importants. Les vitesses axiales représentent seulement 20% à 40% des vitesses dans le plan $r - \theta$ et il existe également une région où elles sont négligeables près de la mi-hauteur.

Il peut être conclu que les résultats provenant d'études 2D de la région de l'entrefer produisent une solution représentative de l'écoulement près de la mi-hauteur de la jante. Par contre, il n'est pas justifiable de négliger les effets axiaux ailleurs qu'au centre.

CHAPITRE 7

CONCLUSION

Les premières simulations numériques de l'écoulement de l'air dans la maquette tournante d'alternateur d'Hydro-Québec ont été réalisées dans le présent projet. Le premier objectif du projet était de développer une stratégie de simulation numérique pour la maquette tournante d'alternateur. Une étude numérique préliminaire de l'écoulement dans la maquette en 2D et en 3D a donc été réalisée, ce qui a permis d'établir une approche permettant de produire une représentation stationnaire réaliste de l'écoulement à un coût de calcul acceptable. Les simulations réalisées avec l'approche proposée ont permis de mieux comprendre le comportement de l'écoulement d'air dans la maquette et d'identifier ses caractéristiques principales, ce qui constitue le deuxième objectif du projet. Par ailleurs, quelques comparaisons expérimentales qualitatives de visualisations de brins de laine et de fumée semblent supporter les résultats de simulations. Le troisième objectif est donc partiellement atteint, puisque les contraintes de temps ont empêché une validation plus exhaustive.

En outre, l'analyse des simulations avant et après les modifications géométriques de la maquette ont permis de déterminer l'impact de ces changements. De plus, l'analyse de simulations à différentes températures de l'air a permis d'analyser cet effet sur les caractéristiques principales de l'écoulement. Enfin, les pertes calculées pour trois conditions d'écoulement sont appuyées par les pertes mesurées lors d'essais sur maquette.

Les conclusions principales tirées de l'analyse des résultats sont résumées à la section 7.1. Ensuite, les principales sources d'incertitude sont mentionnées à la section 7.2, suivies des recommandations de travaux futurs à la section 7.3.

7.1 Synthèse des résultats

Les principales conclusions de ce travail de recherche peuvent être résumées comme suit :

- Une investigation 2D de l'effet de la taille de l'entrefer a révélé que les pertes de ventilations augmentent lorsque la dimension de l'entrefer est réduite.

- Une étude de l'effet de l'IRS en 2D et en 3D a démontré que les résultats des simulations avec interfaces MFR-FR sont très dépendants de la position angulaire relative du rotor et du positionnement de l'interface dans l'entrefer. Ces résultats suggèrent que ce modèle n'est pas approprié pour cette application.
- Lors de cette même étude, les simulations 2D avec interface MFR-MP ont bien reproduit les profils de vitesse dans les canaux du stator de la moyenne temporelle d'une simulation instationnaire. Ce résultat suggère que l'hypothèse de mixing plane est valide pour ce type d'écoulement. Le positionnement optimal de cette interface semble se situer entre les 2/3 et les 3/4 de l'entrefer. Si l'interface est située plus près du rotor des problèmes de convergences apparaissent alors que si elle est située plus près du stator, ce sont les pertes de ventilation qui sont grandement surestimées.
- Les simulations 3D ont permis de caractériser l'écoulement dans la maquette et d'identifier les phénomènes principaux, incluant un jet principal produit par la première plaque déflectrice à l'ouverture de radiateur et un écoulement tourbillonnaire sortant des puits de la fosse alternateur, à l'inverse de la direction attendue.
- La visualisation de brins de laine sur la paroi de l'enceinte a confirmé la présence et l'orientation du jet principal de l'ouverture de radiateur. De plus, cette technique de visualisation a également permis de valider l'orientation de l'écoulement aux ouvertures du plafond. Par ailleurs, la visualisation à l'aide d'injection de fumée a permis de valider la direction du débit dans les puits de la fosse alternateur.
- La comparaison des simulations avec la géométrie avant et après la réfection de la maquette indique que la modification de l'orientation des pales de ventilateurs a eu pour effet d'augmenter le débit qu'ils produisent, accompagné par une réduction de débit dans les canaux aux extrémités de la jante. Par contre, l'agrandissement du jeu entre le capot et le rotor génère un débit de fuite plus important et au total, le débit utile sortant des ouvertures de radiateur est réduit. Par ailleurs, suite à cette modification, une augmentation des pertes de ventilation d'environ 15% a été observée expérimentalement, ce qui est également prédit par les simulations.
- Une relation linéaire empirique décrivant la variation des pertes de ventilation en fonction de la température est employée pour extrapoler les pertes à différentes températures pour des fins de comparaisons. Les valeurs de pertes des calculs CFD ne supportent pas

la relation linéaire empirique qui est dérivée de l'évolution des pertes lors d'un essai de l'échauffement. Il est supposé que la non-correspondance provient du fait que les mesures de pertes ne sont pas réalisées à stabilité thermique et donc la température n'est pas uniforme dans la maquette. Une comparaison préliminaire avec la relation définie par trois mesures de pertes réalisées à la stabilité thermique permet un excellent accord entre les simulations et les mesures.

- La comparaison des simulations à 25 C et à 46.2 C indique qu'une augmentation de la température a pour effet de diminuer le débit utile total de façon uniforme de 6.3%. Cet effet est principalement causé par la diminution de la densité de l'air, car les débits volumiques demeurent presque constants. Ainsi, la diminution du débit de ventilation entraîne une réduction des pertes de ventilation de 6.3% également.
- Enfin, l'importance relative des effets axiaux dans l'entrefer et dans l'interpôle a été analysée à partir des résultats 3D afin d'évaluer la validité des simulations 2D de cette région. L'analyse a révélé que les effets axiaux sont importants, à l'exception de la région près de la mi-hauteur de la jante. Il peut donc être conclu que les résultats de simulations 2D de cette région sont représentatifs de l'écoulement d'un plan à cette hauteur.

7.2 Sources d'incertitude

Il y a différentes sources d'erreur associées à la méthodologie employée dans ce projet dont certaines ont été mentionnées précédemment dans ce mémoire. Il est pertinent à ce point de faire un résumé de ces sources d'erreur.

D'abord, une erreur pourrait être introduite par les différences mineures au niveau de la représentation géométrique de la maquette dans les simulations. Notamment, certains éléments géométriques ne sont pas considérés, car ils furent jugés avoir un impact négligeable sur l'écoulement. De plus, lors des essais de mise en route de la maquette, les mesures de la dimension de l'entrefer ont révélé une variation de la taille moyenne de 10% en fonction de la température. Il a été démontré dans ce mémoire que ce paramètre géométrique a un impact sur l'écoulement, et il en suit qu'une erreur pourrait être introduite si la dimension est différente de la dimension nominale.

De plus, l'hypothèse simplificatrice la plus importante est celle de réaliser les calculs en ré-

gime stationnaire avec une interface MFR-MP pour représenter l'interaction entre le domaine tournant et le domaine stationnaire. Les visualisations qualitatives de l'écoulement dans la maquette démontrent clairement son instationnarité et une erreur est sans doute introduite en négligeant ces effets.

Les écoulements complexes présentant une forte courbure sont généralement moins bien prédits par les simulations qui emploient le modèle de turbulence $k - \epsilon$ standard. Il serait donc pertinent d'investiguer le potentiel d'améliorer les résultats en utilisant un modèle RSM ou d'autres modèles RANS.

Une étude d'indépendance de maillage formelle n'a pas été réalisée en raison du temps nécessaire pour les générer et du coût de calcul élevé des simulations. Il est donc possible que la discrétisation du domaine soit également une source d'erreur.

7.3 Recommandations et propositions de travaux futurs

Les simulations de ce mémoire sont réalisées avec un maillage constitué d'éléments de très bonne qualité. Par contre, la technique de maillage utilisée est trop exigeante pour l'application aux alternateurs réels. Il serait donc pertinent d'utiliser les résultats du présent projet de mémoire comme référence pour évaluer les solutions produites avec des maillages générés de façons plus automatisées.

De plus, il serait intéressant d'effectuer un calcul 3D qui résout l'équation de l'énergie incluant la dissipation visqueuse, ce qui permettrait de calculer les pertes locales dans l'écoulement par des méthodes calorimétriques.

La maquette d'alternateur est un banc d'essai expérimental. L'analyse numérique étant bien entamée par le présent projet, il serait souhaitable que les travaux futurs accordent plus d'importance à l'aspect expérimental. Il n'est pas possible d'éliminer toutes les sources d'erreur des simulations numériques mentionnées à la section précédente. En conséquence, une validation expérimentale plus rigoureuse des résultats numériques est nécessaire.

RÉFÉRENCES

- Ansys (2011). Ansys cfx 13.0 user's guide.
- BARTH, T.J.AND JESPERSON, D. (1989). The design and application of upwind schemes on unstructured meshes. *AIAA Journal*.
- BELAMRI, T., BRAUNE, A., GALPIN, P. et CORNELIUS, C. (2005). Cfd analysis of a 15 stage axial compressor part ii : Results. *Proceedings of the ASME Turbo Expo*. Reno-Tahoe, NV, United states, vol. 6 PART B, 1009 – 1017.
- BOGLIETTI, A., CAVAGNINO, A., STATON, D., SHANEL, M., MUELLER, M. et MEJUTO, C. (2009). Evolution and modern approaches for thermal analysis of electrical machines. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 56, 871–82.
- BOUDREAULT, E., LAVOIE, E., LAVALLÉE, E. et LAVOIE, S. (2011). Maquette tournante alternateur : rapport de conception mécanique. Rapport technique IREQ-2011-0069, Institut de recherche d'Hydro-Québec (IREQ), Varennes, Canada.
- CHAABAN, M., LEDUC, J., HUDON, C. et NGUYEN, D. (2008). Thermal behaviour of large hydro-generator. *International symposium on transport phenomena and dynamics of rotating machinery*. Hawaii, 8 pp.
- CHEN, S. (2001). Network analyses of ventilation system for large hydrogenerator. *ICEMS 2001. Proceedings of the Fifth International Conference on Electrical Machines and Systems, 18-20 Aug. 2001*. Beijing, China.
- DAJAKU, G. et GERLING, D. (2006). An improved lumped parameter thermal model for electrical machines. *Proceedings of 17th International Conference on Electrical Machines (ICEM)*. Chania (Greece), pp. 5.
- DASTOUS, J.-B. et LANTEIGNE, J. (2010). Vérification de la résistance à l'impact de composants de la maquette alternateur. *Rapport interne IREQ-2010-0073*. Varennes, Canada, 8 pp.
- DEPRAZ, R., ZICKERMANN, R., SCHWERY, A. et F., A. (2006). Cfd validation and air cooling design methodology for large hydro generator. *Proceeding of 17th International Conference on Electrical Machines - ICEM, 2006*. pp. 1–6.
- FERZIGER, J. et PERIC, M. (2002). *Computational methods for fluid dynamics*. Springer, New York (US).
- FILIPAN, V., BUDIN, R. et MIHELIC-BOGDANIC, A. (1993). Air flow measurement on hydro generators. *International Water Power and Dam Construction*, 45, 44–46.

- FUKUSHIMA, M., YAMASHITA, K. et TERAOKA, M. (1985). Study on a ventilation simulation for hydroturbine generator motor. *Technical Papers - IEEE/PES 1985 Summer Meeting*. Vancouver, Canada.
- GALPIN, P., BROBERG, R. et HUTCHINSON, B. (1995). Three dimensional navier stokes predictions of steady state rotor/stator interaction with pitch change. *Proceedings of the third annual conference of the CFD society of Canada*. Banff, Alberta, Canada, 10 pp.
- GUNABUSHANAM, N. et VENKATA, J. (2006). Experimental and cfd analysis of hydrogenerator ventilation components. *CIGRE A1-102 Experimental and CFD analysis of hydrogenerator ventilation components*. pp. 7.
- HEMERY, G. et KUNZ, T. (2009). Performance improvements of hydro generators due to advanced ventilation calculations. *Hydro-2009*. Lyon, France, pp. 1–7.
- HOUDE, S., HUDON, C. et VINCENT, P. B. (2008). Simulations strategies of the cooling flow for large hydro generators. *International Journal on Hydropower and Dams*, 15, 93–99.
- HUDON, C., CHAABAN, M., LEDUC, J. et NGUYEN, D. (2005). Use of distributed temperature measurements to explain a generator winding failure. *CIGRE-EPLFL AC-A1 Colloquium on Large Electrical Machines, Sept. 2005*. Lausanne, Switzerland, 4 pp.
- HUDON, C., LEDUC, J., TORRIANO, F., BÉLANGER, S., SOARES, M., DASTOUS, J.-B., MARCOUILLIER, L., LÉVESQUE, J.-B. et LEMIRE, E. (2010a). Rapport global maquette tournante alternateur. Rapport technique IREQ-2011-0071, Institut de recherche d'Hydro-Québec (IREQ), Varennes, Canada.
- HUDON, C., MERKHOUF, A., CHAABAN, M., BÉLANGER, S., TORRIANO, F., LA-FLEUR, F., MORISSETTE, J., MILLET, C. et GAGNÉ, M. (2010b). Modélisation multi-physique d'alternateurs hydrauliques. *European Journal of Electrical Engineering*, 13, pp.563–589.
- Hydro-Québec (2010). Hydro-québec production. <http://www.hydroquebec.com/generation/>.
- Hydro-Québec (2011). Le développement des marchés extérieurs. <http://hydrosourcedavenir.com/projets/34/le-developpement-des-marches-exterieurs/>.
- JIN, Y. et STUCKERT, G. (2007). A study of a centrifugal compressor using mixing plane implementations. *Proceedings of the ASME Turbo Expo*. Montreal, Que., Canada, 1239 – 1245.
- KASTNER, G., FARNLEITHNER, M. et BRUNNER, M. (2010). Usage of computational fluid dynamics in the ventilation design process for prototype hydro-generators. *16th International seminar on hydropower plants*. Vienna, pp. 1–14.

- LAUNDER, B. et SPALDING, D. (1972). *Mathematical models of turbulence*. Academic Press, London.
- LEMAY, J. (2008). Turbulence, notes de cours. Rapport technique, Département de génie mécanique, Université Laval.
- LIDELL, B., TUCEKR, A., HUNTSMAN, I., MANDERS, M. et MCDONALD, C. (2001). Redesigning the rotor fan blades to improve the cooling of roxburghs's hydro-generators. *14th Australasian fluid mechanics conference*. Adelaide, Australia, pp. 465–468.
- MAJUMDAR, S. (1988). Role of underrelaxtion in momentum interpolation for calculation of flow with nonstaggered grids. *Numerical heat transfer*, 13, pp. 125–132.
- MANSOUR, M. L., GUNARAJ, J. et GOSWAMI, S. (2008). Validation of steadyaverage-passage and mixing plane cfd approaches for the performance prediction of a modern gas turbine multistage axial compressor. *2008 ASME Turbo Expo, June 9, 2008 - June 13, 2008*. American Society of Mechanical Engineers, Berlin, Germany, vol. 6 de *Proceedings of the ASME Turbo Expo*, 393–402.
- MENTER, F. (1994). Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*, 32, 1598–1605.
- MERKHOUF, A., KARMAKER, H., MCLAREN, D., FERGUSON, J., BOUERI, B., BEN-CHAITA, L. et LI, Y. (2004). Modern tools and practices for large hydro generator design. *International Journal on Hydropower and Dams*, 11, 64–67.
- MORADNIA, P., CHERNORAY, V. et NILSSON, H. (2011b). Experimental and numerical investigation of the cooling air flow in an electric generator. *8th International conference on heat transfer, fluid mechanics and thermodynamics*. Pointe aux Piments, Mauritius, pp. 1–7.
- MORADNIA, P. et NILSSON, H. (2010). Cfd of air flow in hydro power generators for convective cooling, using openfoam. *ECCOMAS CFD 2010*. Lisbon, Portugal, pp. 1–15.
- MORADNIA, P. et NILSSON, H. (2011a). A parametric study of the air flow in an electric generator through stepwise geometry modifications. *CFD and optimization 2011, an ECCOMAS thematic conference*. Antalya, Turkey, pp. 1–20.
- PANDEY, R. K. (1992). Ventilation system for a self-ventilated hydro-generator. *ELROMA-92. Technical Papers of the Third International Conference on Electrical Rotating Machines, 15-16 Jan. 1992*. Electr. Res. and Dev. Assoc, Vadodara, India, ELROMA-92. Technical Papers of the Third International Conference on Electrical Rotating Machines, 39–44.
- PATANKAR, S. (1980). *Numerical heat transfer*. Hemisphere publishing corporation, (US).

- PICKERING, S. J., LAMPARD, D. et SHANEL, M. (2001). Modelling ventilation and cooling of the rotors of salient pole machines. *Proceedings of International Electric Machines and Drives Conference - IEMDC 2001, 17-20 June 2001*. Piscataway, NJ (US), IEMDC 2001. IEEE International Electric Machines and Drives Conference (Cat. No.01EX485), 806–8.
- POPE, S. (2000). *Turbulent flows*. Cambridge University Press, New York (US).
- RHIE, C. et CHOW, W. (1982). A numerical study of the turbulent flow pasat isolated airfoil with trailing edge seperation. *AAIA Journal*.
- SCHMITT, F. (2007). About boussinesq’s turbulent viscosity hypothesis : historical remarks and direct evaluation of its validity. *Comptes rendus mecanique*, 335, 617–627.
- SHANEL, A., PICKERING, S. J. et LAMPARD, D. (2000). Application of computational fluid dynamics to the cooling of salient pole electrical machines. *Proceedings of International Conference on Electrical Machines*. Helsinki Univ. Technol, Espoo, Finland, vol. vol.1, 338–42.
- SHANEL, M., PICKERING, S. J. et LAMPARD, D. (2003). Conjugate heat transfer analysis of a salient pole rotor in an air cooled synchronous generator. *International Electric Machines and Drives Conference*. Piscataway, NJ, USA, vol. vol.2, 737–41.
- SICK, M., CASEY, V. et GALPIN, P. (1996). Validation of a stage calculation in a francis turbine. *Proceedings of the XVIII IAHR Symposium*. Valencia, Spain, 10 pp.
- STREIBL, B., SCHLEMMER, E., SCHOÏ^NAUER, J. et RAMSAUER, F. (2006). The implementation of computational fluid dynamics and electromagnetic finite element methods as standard design tools for large synchronous generators. *2006 International Conference on Electrical Machines (ICEM’06)*. Crete, 5 pp.
- TENNEKES, H. et LUMLEY, J. (1972). *A first course in turbulence*. The MIT press.
- TONG, W. (2008). Numerical analysis of flow field in generator end-winding region. *International journal of rotating machinery*, 2008, pp. 10. 692748.
- TOUSSAINT, K., TORRIANO, F., MORISSETTE, J., HUDON, H. et REGGIO, M. (2011). Cfd analysis of ventilation flow for a scale model hydro-generator. *Proceedings of the ASME 2011 Power conference*. Denver, Colorado, 11 pp.
- TRAXLER-SAMEK, G., ZICKERMANN, R. et SCHWERY, A. (2008). Advanced calculation of temperature rises in large air-cooled hydro-generators. *2008 International Conference on Electrical Machines (ICEM’08)*. IEEE, Piscataway, NJ, USA, 6 pp.
- TRAXLER-SAMEK, G., ZICKERMANN, R. et SCHWERY, A. (2010). Cooling airflow, losses, and temperatures in large air-cooled synchronous machines. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 57, 172–180.

UJIIE, R., ARLITT, R. et ETOH, H. (2006). Application of computational fluid dynamics(cfd) on ventilation-cooling optimization of electrical machines. *Energy Technologies : generatio, transmission and distribution of electric and thermal energy*.

VOORDE, J. V., DICK, E., VIERENDEELS, J. et SERBRUYNS, S. (2002). Performance prediction of centrifugal pumps with steady and unsteady cfd-methods. *Advances in Fluid Mechanics*, 32, 559 – 568.

YAKHOT, V., ORSZAG, S., THANGAM, S., GATSKI, T. et SPEZIALE, C. (1992). Development of trubulence models for shear flows by a double expansion technique. *Physiques of Fluids*, 4, pp 1510–1520.

ZHU, D.-H. et GUO, W. (2009). Study on hydrogenerator’s temperature field through coupled field computation method. *2009 Asia-Pacific Power and Energy Engineering Conference, 28-31 March 2009*. IEEE, Piscataway, NJ, USA, 2009 Asia-Pacific Power and Energy Engineering Conference, 4 pp.

ANNEXE A

Étude 2D de l'effet du modèle de turbulence sur le coefficient h calculé sur les parois d'un pôle

L'influence du modèle de turbulence sur le coefficient de transfert thermique (h) est étudiée à l'aide de simulations numériques CHT d'un modèle 2D simplifié, basé sur la géométrie de l'alternateur du groupe Manic-21. Les modèles $k - \epsilon$, $k - \epsilon$ RNG et $k - \omega$ SST sont évalués en comparant le coefficient h sur chacune des surfaces latérales d'un pôle. Les résultats de cette étude servent à la fois à valider l'utilisation de $k - \epsilon$, tout en fournissant les coefficients de convection nécessaires au calcul thermique de l'alternateur.

Le coefficient de transfert thermique moyen des trois surfaces du pôle peut également être estimé à l'aide de formules empiriques basées sur certaines caractéristiques globales de la machine, telles que les dimensions et la vitesse de rotation. Les formules empiriques avancées par les travaux de Ondruska et Liebe en sont un exemple et sont exprimées par les équations A.1 et A.2 respectivement. Les coefficients moyens provenant des simulations seront donc comparés aux valeurs empiriques, semblables à la méthodologie employée dans l'étude de Shanel *et al.* (2000).

$$h = 20 \cdot U_{tip}^{0.5} - 15 [W/m^2 \cdot C] \quad (A.1)$$

$$h = 17.8 \cdot U_{tip}^{0.39} [W/m^2 \cdot C] \quad (A.2)$$

i. Géométrie

Le modèle 2D pour les simulations CHT consiste en une représentation simplifiée d'une coupe horizontale de l'alternateur du groupe Manic-21. Le domaine, illustré à la Figure A.1 s'étend radialement de la sortie des canaux de la jante à la sortie des canaux du stator, afin de se concentrer sur les effets locaux autour du pôle. Puisque le rotor de l'alternateur compte 60 pôles sur sa circonférence, le domaine de calcul consiste en un secteur de 6° afin d'exploiter la périodicité angulaire. Le diamètre externe du pôle est de 10,585 m et une dimension de l'entrefer de 15 mm sépare le pôle des huit canaux de stator opposés, chacun ayant une largeur de 44 mm. Les canaux du stator sont prolongés afin d'éviter d'avoir des zones de

recirculation à la sortie du domaine.

Pour les fins de la simulation, la géométrie est divisée en trois domaines, tels qu'illustrés à la Figure A.1 : un domaine solide tournant (rouge), un domaine fluide tournant (gris) et un domaine fluide stationnaire (bleu). Une plus grande proportion de l'entrefer (80%) a été placée dans le domaine tournant pour éviter que l'interface ne coupe des zones de recirculation pouvant se former près du bord de fuite du rotor.

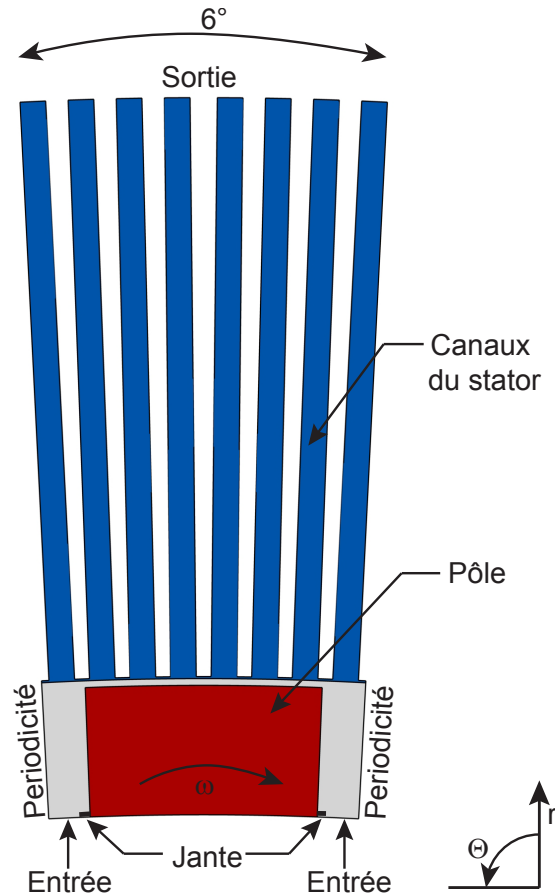


Figure A.1 Conditions frontières pour les simulations CHT.

ii. Conditions limites, échauffement et transfert de chaleur

Les surfaces solides du stator, du pôle et de la jante sont définies en tant que parois sans glissement. La vitesse de rotation du prototype de -120 tr/min est appliquée au domaine

tournant. Une vitesse radiale uniforme de 10 m/s dans le repère tournant est spécifiée à la sortie des canaux de la jante, avec une température de 25 C, car il est supposé que l'air ne subit pas d'échauffement notable entre le radiateur et cette entrée. Une petite portion de jante se trouve entre l'entrée et la surface latérale du pôle, tel qu'indiqué à la Figure A.1. Une pression moyenne constante de 0 Pa est spécifiée à la sortie des canaux du stator. Une périodicité rotationnelle est spécifiée aux extrémités latérales des domaines fluides et une condition de symétrie est spécifiée aux extrémités axiales des domaines, donnant ainsi une hauteur infinie aux éléments géométriques.

Le pôle et le stator contribuent à l'échauffement de l'air. L'échauffement du pôle est causé par une source de chaleur volumique uniforme de 45 kW/m^3 et sa conductivité thermique (k) est de $27 \text{ W/m} \cdot \text{C}$. Une température constante de 40 C est spécifiée sur les parois du stator. Lorsque l'équilibre thermique est établi dans les domaines fluide et solide, le coefficient de transfert thermique moyen (h_{moy}) est calculé sur le bord de fuite et le bord d'attaque du pôle, ainsi que sur la face polaire, à l'aide de l'équation A.3. Afin d'être cohérent avec la définition de h utilisée dans les calculs thermiques, la température de référence du fluide consiste en la moyenne temporelle et surfacique de la température de la région adjacente spécifiée dans la figure A.2.

$$h_{\text{moy}} [\text{W/m}^2 - \text{K}] = \frac{\dot{Q}}{(T_{\text{moy. surface solide}} - T_{\text{moy. region fluide}})} \quad (\text{A.3})$$

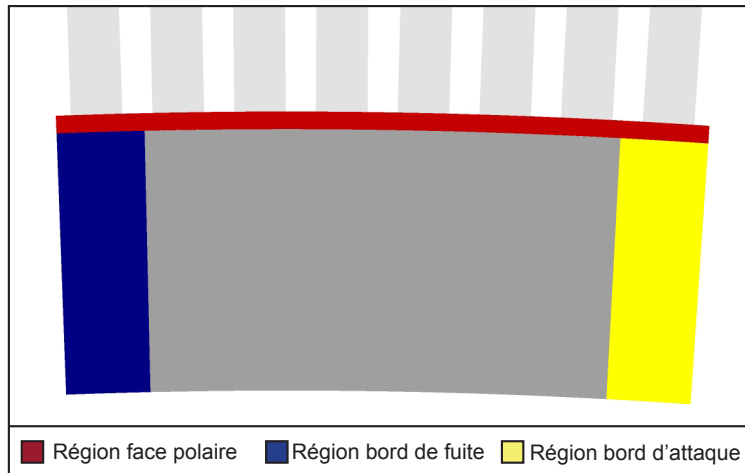


Figure A.2 Régions du domaine fluide utilisées pour évaluer le coefficient h_{moy} .

iii. Aspects numériques

Dans cette analyse, les modèles de turbulence $k - \epsilon$ et $k - \epsilon$ RNG, qui utilisent une loi de paroi, sont comparés au modèle $k - \omega$ SST, qui permet de résoudre jusqu'à la paroi, incluant la sous-couche visqueuse de la couche limite. Plusieurs études ont démontré que le modèle $k - \omega$ SST permet une meilleure résolution de la région de la paroi et puisque la convection est fortement influencée par l'écoulement près des surfaces, le modèle SST devrait évaluer le coefficient h_{moy} plus précisément. Par contre, ce modèle exige un maillage plus fin aux parois, donc deux maillages structurés hexaédriques sont générés avec ICEM CFD pour cette étude. Dans le cas du maillage conçu pour l'utilisation de la loi de paroi, on vise une taille du premier élément correspondant à un $y^+ < 60$, ce qui produit un maillage qui contient environ 250 000 éléments hexaédriques. Dans le cas du maillage permettant la résolution de la couche limite, la taille du premier élément correspond à un $y^+ < 2$, ce qui augmente le nombre d'éléments hexaédriques à environ 330 000. L'approche instationnaire avec interface *transient rotor-stator* est utilisée dans les calculs de cette étude. Pour tous les calculs, la discrétisation spatiale est de deuxième ordre et l'option *high resolution* est spécifié pour le calcul des quantités turbulentes.

L'écart entre l'échelle de temps du calcul thermique et l'échelle de temps du calcul fluide pose un défi particulier pour ce calcul instationnaire CHT. Similairement à la section 5.1.1, le pas de temps nécessaire pour le calcul fluide est établi en fonction du temps nécessaire à un point du pôle pour traverser un canal du stator. Ce temps est divisé par un facteur entre 3 et 10 pour bien capter cette périodicité, ce qui engendre un pas de temps maximum d'environ $2.5 \cdot 10^{-4}$ s. Il en suit que des millions de pas temps seraient nécessaires pour atteindre l'équilibre thermique dans le solide. Face à ce problème, une stratégie de calcul a dû être développée dans le cadre du projet afin de diminuer le coût de ces calculs CHT. La stratégie est basée sur l'hypothèse simplificatrice que le profil de température dans le pôle est indépendant de la position angulaire relative du pôle par rapport aux canaux du stator et des phénomènes instationnaires de l'écoulement parce que :

1. L'écoulement aux parois du pôle est plutôt stationnaire dans le repère tournant,
2. L'échelle de temps de la variation de l'écoulement est plusieurs ordres de grandeur inférieure à l'échelle de temps de la variation de la température dans le solide.

La technique proposée consiste à coupler le calcul CHT instationnaire de façon itérative

à un calcul thermique stationnaire avec une interface MFR-MP. *Ansys-CFX* permet de désactiver le solveur fluide lors des simulations stationnaires, donc les quantités fluides demeurent inchangées par rapport à la solution instationnaire. De cette façon, l'échelle de temps fictive, prescrite par le paramètre *local timescale factor* du solveur peut être augmentée pour accélérer l'équilibre thermique du solide.

L'équilibre thermique dans le solide est vérifié en comparant la chaleur générée par la source volumique dans le pôle au flux de chaleur à la surface du pôle et on suppose que la stabilité est atteinte lorsqu'ils sont égaux. L'hypothèse faite pour le calcul thermique du solide ne s'applique pas au fluide, entre autres parce que les propriétés fluides sont influencées par sa température. L'équilibre thermique du fluide est donc atteint lors du calcul instationnaire et il est vérifié en surveillant la température dans les canaux du stator près de la sortie. Il est supposé que la stabilité thermique dans le fluide est atteinte lorsque ces températures ont atteint une valeur constante commune, tel qu'illustré à la Figure A.3, car toute instabilité thermique dans le domaine est convectée en aval vers cet endroit.

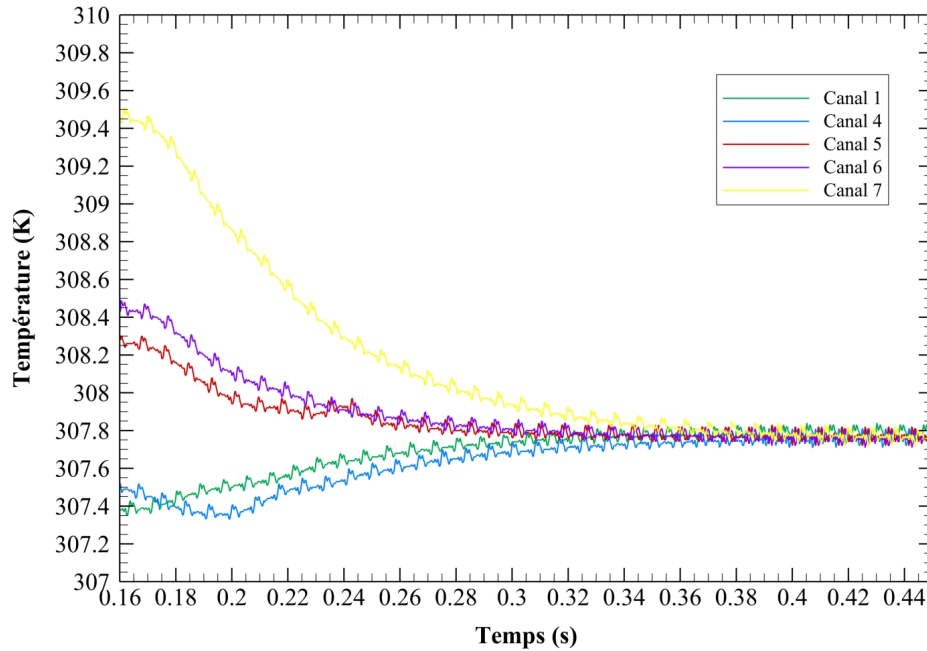


Figure A.3 Stabilisation de la température dans les canaux du stator. Les canaux sont numérotés (1 à 8) de gauche à droite.

La stabilité des résultats du calcul fluide est vérifiée en surveillant la variation d'une vitesse ponctuelle dans les canaux et la variation du coefficient h sur les surfaces latérales du

pôle. On suppose que la stabilité est atteinte lorsque la variation de ces quantités est périodique, tel qu'illustré à la Figure A.4. Dans ce graphique, la période du module de vitesse dans le canal du stator correspond au passage d'un pôle, tandis que la période de h_{moy} sur la surface du bord de fuite du pôle correspond au passage d'un canal de stator.

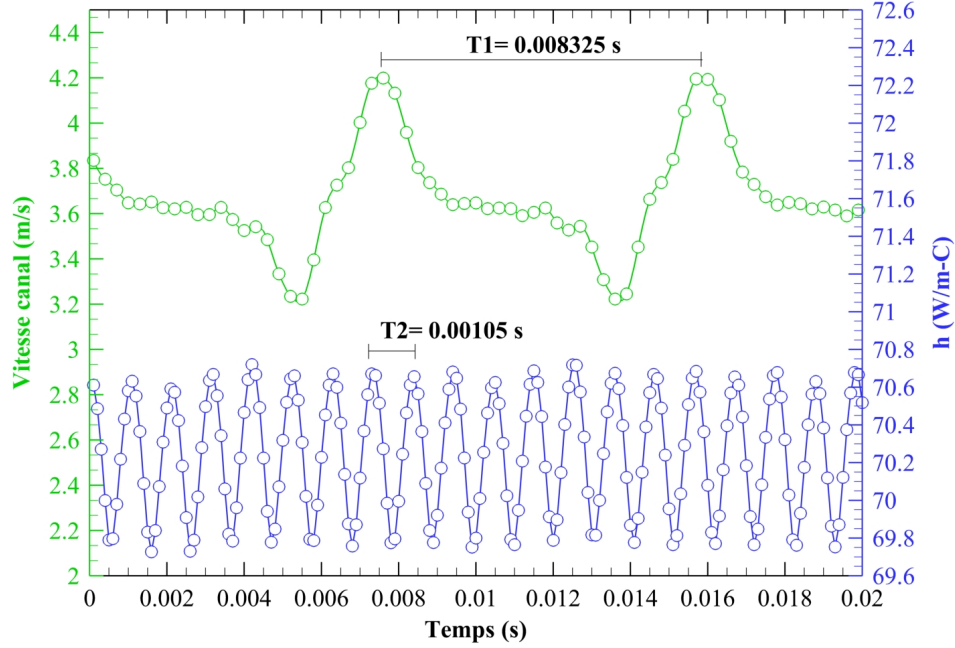


Figure A.4 Périodicité du module de vitesse en un point dans un canal du stator (vert) et périodicité du coefficient h_{moy} sur la surface du bord de fuite du pôle (bleu).

Le critère de convergence initial pour les résidus RMS de calculs instationnaires est de $1 \cdot 10^{-5}$. Lorsque l'équilibre thermique et le régime périodique de l'écoulement sont atteints, un calcul final est réalisé avec un pas de temps réduit à $1 \cdot 10^{-4}$ et un critère de convergence réduit à $1 \cdot 10^{-6}$, pour obtenir une meilleure précision.

iv. Résultats

Pour les trois modèles de turbulence étudiés, l'air provenant de l'entrée se déplace d'abord radialement dans l'interpôle, jusqu'à l'entrefer, où une partie de l'air entre dans les canaux du stator qui sont face à l'interpôle et l'autre partie est aspirée vers le centre du domaine par les canaux face au pôle. Un point de stagnation se forme alors près du centre de la face polaire (voir la Figure A.5.) De plus, une zone de recirculation se forme à la jonction de la

jante et du pôle dû à la présence d'une marche à l'entrée du domaine, qui correspond à la sortie du canal de la jante.

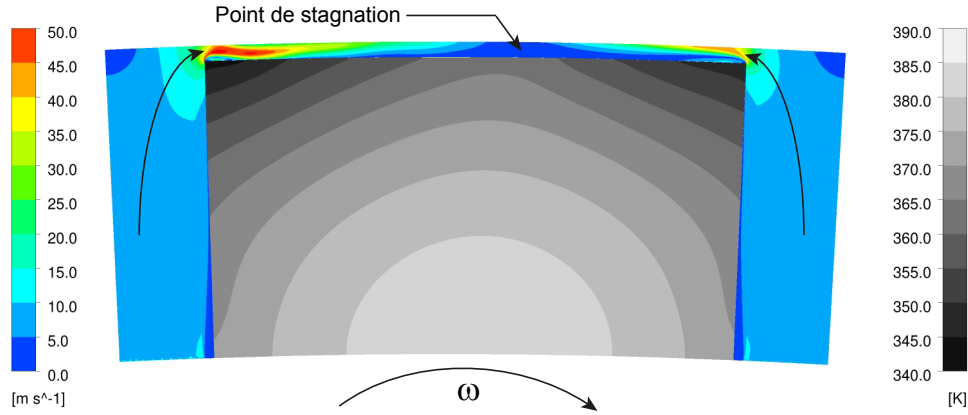


Figure A.5 Contours de la moyenne temporelle de la vitesses relative au repère tournant, pour le domaine fluide et contours de température dans le pôle.

Les contours de température à la Figure A.6 démontrent que l'air dans les zones de recirculation près de l'entrée et au point de stagnation sur la surface polaire subit un échauffement plus important.

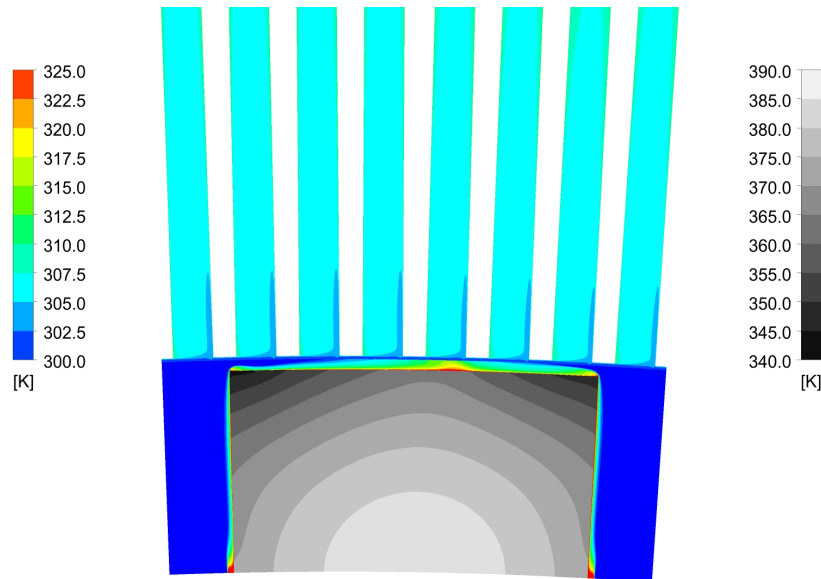


Figure A.6 Contours de la moyenne temporelle de la température pour le domaine fluide et le domaine solide.

Le tableau A.1 présente les coefficients de transfert thermique qui correspondent à la moyenne des trois surfaces du pôle provenant des simulations CHT et des relations empiriques. À ce niveau de précision, le modèle produit un coefficient de transfert presque identique à celui du modèle $\kappa - \omega$ SST tandis que celui du modèle $\kappa - \epsilon$ RNG est environ 10% inférieur.

La formule empirique avancée dans les travaux de Ondruska surestime grandement le coefficient h par rapport aux simulations, tandis que la formule avancée par Liebe produit un coefficient très semblable aux valeurs des simulations pour ce cas. Ces deux conclusions sont aussi observées dans les travaux de Shanel *et al.* (2000) qui portent sur un alternateur avec quatre pôles et une ventilation principalement axiale. La bonne performance du modèle empirique de Liebe est étonnante, car il fait l'hypothèse simpliste que le coefficient de transfert thermique est indépendant de tous les autres caractéristiques de la machine (type de ventilation (axial et/ou radial), l'espacement entre les pôles, dimension de l'entrefer, etc.). De ce fait, il est envisageable que ce modèle performe moins bien pour d'autres configurations de ventilation.

Tableau A.1 Coefficients de transfert thermique moyen calculés à l'aide de simulations stationnaires CHT avec trois modèles de turbulence, ainsi qu'à partir des formules empiriques.

Modèle de turbulence	h [$W/m^2 \cdot K$]
$\kappa - \epsilon$	87.9
$\kappa - \epsilon$ RNG	78.8
$\kappa - \omega$ SST	88.1

Formule empirique	h [$W/m^2 \cdot K$]
Ondruska	148.1
Liebe	91.5

Lorsque la précision de l'analyse est augmentée en calculant les températures moyennes ainsi que les coefficients de transfert thermiques moyens sur les trois surfaces du pôle séparément, on obtient les résultats au tableau A.2. Il est intéressant de noter que les résultats du modèle $\kappa - \epsilon$ se comparent moins bien au modèle $\kappa - \omega$ SST que la moyenne des trois surfaces le suggère, en raison d'une annulation d'erreur entre les faces de l'interpôle et la face polaire.

Dans l'interpôle, le refroidissement semble symétrique du côté du bord d'attaque et du

bord de fuite et les modèles $k - \epsilon$ standard et RNG produisent un coefficient h environ 10% plus élevé que le modèle $k - \omega$ SST. La face polaire possède un coefficient h nettement supérieur aux surfaces de l'interpôle et en conséquence 70% du flux thermique a lieu à cette surface, qui ne représente que 48% de la surface totale. À première vue ce résultat semble contre-intuitif, car la moyenne des vitesses relatives de l'air près de la face polaire n'est pas particulièrement élevée et la différence de température solide-fluide moyenne dans l'entrefer est moins élevée que celle de l'interpôle, ce qui a l'effet de diminuer l'échange thermique. Par contre, les contours de ν_t/ν à la Figure A.7 illustrent que l'intensité de la turbulence est nettement plus élevée dans l'entrefer. L'amélioration du transfert thermique à la face polaire est donc liée à la propriété de la turbulence d'augmenter le transport de scalaires passifs, tels que l'énergie thermique. De plus, les données du tableau A.2 pour cette surface suggèrent que le modèle $\kappa - \epsilon$ standard produit des résultats plus similaires au modèle SST que le modèle $\kappa - \epsilon$ RNG.

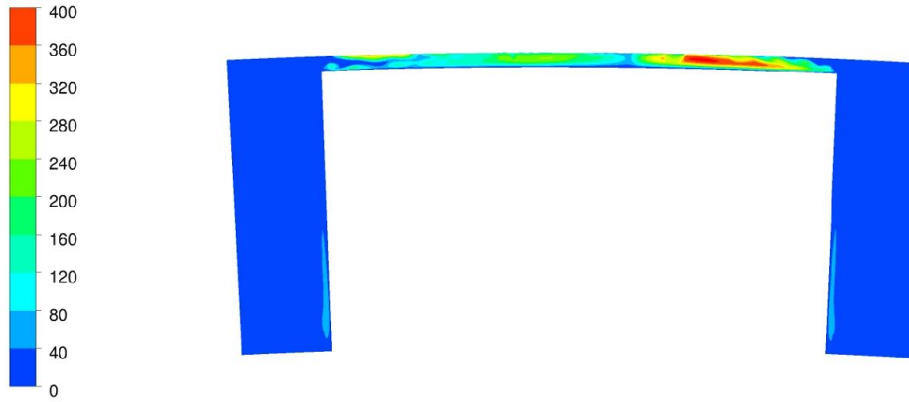


Figure A.7 Contours des valeurs de ν_t/ν dans le repère tournant.

Tableau A.2 Températures moyennes et coefficients de convections moyens sur les surfaces du pôle obtenus à partir des simulations instationnaires avec les modèles de turbulence $\kappa - \epsilon$, $\kappa - \epsilon$ RNG et $\kappa - \omega$ SST.

Modèle de turbulence	Bord d'attaque		Bord de fuite		Face polaire	
	T [K]	h [W/m ² · K]	T [K]	h [W/m ² · K]	T [K]	h [W/m ² · K]
$\kappa - \epsilon$	361.7	50.1	361.2	49.7	356.7	138.0
$\kappa - \epsilon$ RNG	371.0	47.4	366.8	49.33	364.6	117.4
$\kappa - \omega$ SST	363.1	54.0	361.6	55.1	358.6	130.9

Le profil du coefficient de transfert thermique est tracé pour les surfaces de l'interpôle et la face polaire, aux Figures A.8 et A.9 respectivement. Pour les trois modèles de turbulences, les profils au bord de fuite et au bord d'attaque sont presque identiques, ce qui confirme que le refroidissement est symétrique sur les côtés du pôle. De plus, les profils sur ces faces indiquent que la différence observée entre les valeurs moyennes de chacun des modèles de turbulence est principalement reliée à la zone de recirculation, près de l'entrée du domaine où l'échange thermique est amplifié par la turbulence. Au niveau de la face polaire, il y a une forte variation du coefficient de transfert thermique, causée par écarts de vitesses entre la région en proximité des côtés et le point de stagnation au centre de la face. L'emplacement du point chaud de la face polaire coïncide avec la zone à faible coefficient de transfert thermique et il en suit que l'utilisation d'un coefficient moyen lors du calcul thermique de l'alternateur aurait comme conséquence de sous-estimer la température maximale de cette surface. Par contre, l'effet de la non-uniformité du coefficient transfert thermique sur les profils de températures dans le pôle est atténué par la forte conductivité thermique de ce dernier. L'analyse des profils sur la face polaire indique que le modèle $\kappa - \epsilon$ RNG produit une forme de profil plus similaire à celle du modèle $\kappa - \omega$ SST, même si le modèle $\kappa - \epsilon$ produit une valeur moyenne plus proche.

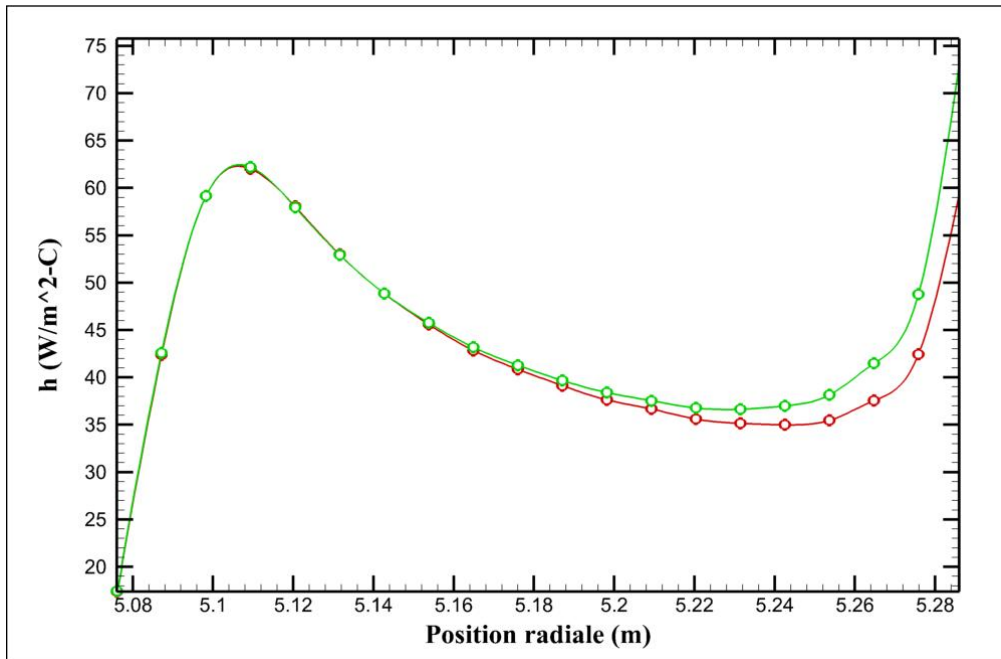


Figure A.8 Distribution du coefficient de transfert thermique sur le bord d'attaque et le bord de fuite du pôle.

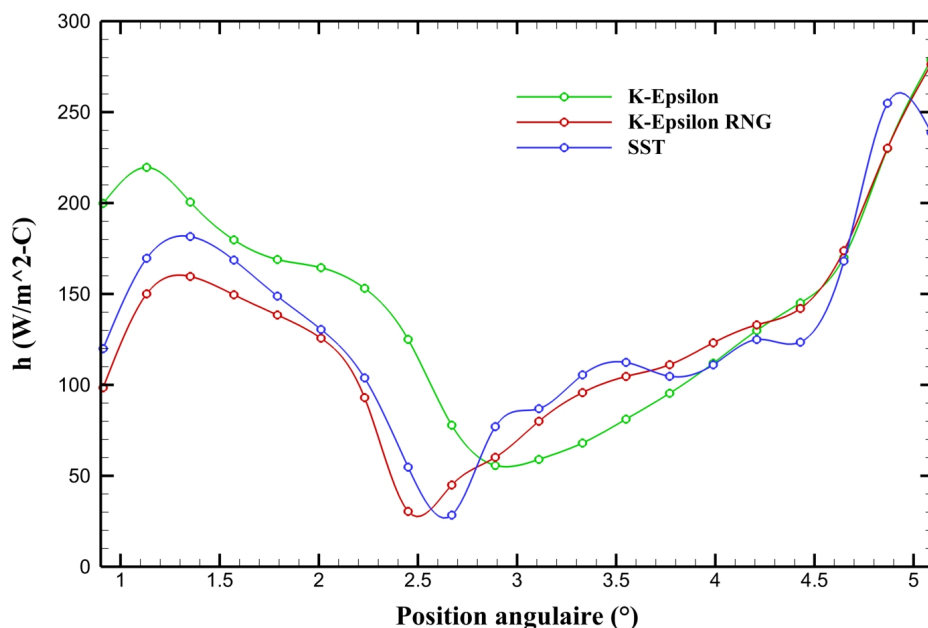


Figure A.9 Distribution du coefficient de transfert thermique sur la face polaire.

En résumé, les résultats de cette étude permettent de faire plusieurs conclusions pertinentes au sujet de la ventilation et de la convection autour des pôles. De plus, en effectuant l'analyse de trois façons (moyenne des trois surfaces de pôle, moyenne de chaque surface et la distribution sur chaque surface du pôle) l'efficacité de chacune des approches peut être évaluée.

L'approche d'une moyenne globale a servi de comparaison entre les simulations et les formules empiriques. Ces dernières n'ont pas l'inconvénient du coût de calcul des simulations CHT instationnaires, mais elles ne considèrent pas la configuration du circuit de ventilation et en conséquence elles sont moins précises. En lumière des résultats, l'approche d'un coefficient moyen pour l'ensemble des surfaces du pôle n'est pas optimale, par contre la conductivité thermique élevée du pôle réduit l'impacte de l'erreur sur les profils de température dans le solide. En analysant le transfert thermique séparément pour chaque surface, il est possible d'observer que le refroidissement est symétrique du bord de fuite et du bord d'attaque du pôle. De plus, on peut constater que la majorité du flux thermique a lieu à la face polaire en raison de l'intensité plus élevée de la turbulence dans l'entrefer. L'analyse des profils du coefficient h sur chacune des surfaces fournit un meilleur aperçu de l'effet de l'écoulement d'air sur la convection et fait ressortir la grande variation du coefficient sur la face polaire. La résolution spatiale appropriée dépend ultimement du besoin de précision des calculs ther-

miques et dans ce cas, un coefficient moyen pour chaque surface semble suffisant.

Cette étude a démontré que la turbulence influence grandement la répartition du flux thermique à la surface du pôle. Par contre, le choix du modèle de turbulence n'a pas démontré d'impact significatif sur l'écoulement fluide, ni sur les coefficients de transfert thermique aux surfaces du pôle.