



**HAL**  
open science

# Modélisation thermique des alternateurs automobiles

Jérémie Lutun

► **To cite this version:**

Jérémie Lutun. Modélisation thermique des alternateurs automobiles. Energie électrique. Université de Grenoble, 2012. Français. NNT : . tel-00742950

**HAL Id: tel-00742950**

**<https://theses.hal.science/tel-00742950>**

Submitted on 17 Oct 2012

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

*INSTITUT POLYTECHNIQUE DE GRENOBLE*

*N° attribué par la bibliothèque*

--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

**THÈSE** pour obtenir le grade de **DOCTEUR DE GrenobleINP**

**Spécialité : « Génie Électrique »**

préparée au laboratoire de Génie Électrique de Grenoble (G2eLab) dans le cadre de  
l'École Doctorale « Électrotechnique Électronique Automatique et Traitement  
du Signal »

préparée et soutenue publiquement par

Jérémie LUTUN

le 19 Janvier 2012

*Titre :*

## **Modélisation thermique des alternateurs automobiles**

---

*sous la direction du Pr Albert Foggia*

---

### **JURY**

Pr Souhad Armand  
Pr Mohamed Benbouzid  
Pr Georges Barakat  
Pr Albert Foggia  
Pr Jean-Louis Coulomb  
Dr Mamy Rakotovao  
Michel Fakès

Rapporteur  
Rapporteur  
Président du jury  
Directeur de thèse  
Co-encadrant  
Co-encadrant  
Co-encadrant



---

# Table des matières

<b>Remerciements</b>	<b>xiii</b>
<b>Notations</b>	<b>xv</b>
<b>Introduction générale</b>	<b>1</b>
<b>I Machine à griffes et refroidissement</b>	<b>5</b>
I.1 Introduction . . . . .	6
I.2 Alternateurs à griffes : Principes et enjeux du refroidissement . . . . .	7
I.2.a Description de l'alternateur à griffes . . . . .	7
I.2.a-i Stator . . . . .	8
I.2.a-ii Rotor . . . . .	8
I.2.a-iii Paliers . . . . .	9
I.2.a-iv Pont redresseur . . . . .	9
I.2.a-v Porte balai/régulateur . . . . .	9
I.2.b Aspect électrotechnique . . . . .	9
I.2.b-i Fonctionnement de la machine . . . . .	9
I.2.b-ii Modèle électromagnétique analytique . . . . .	10
I.2.c Pertes dans la machine . . . . .	11
I.2.c-i Pertes Joule stator . . . . .	12
I.2.c-ii Pertes dans les diodes . . . . .	13
I.2.c-iii Pertes à l'excitation . . . . .	13
I.2.c-iv Pertes mécaniques et aérauliques . . . . .	14
I.2.c-v Pertes fer . . . . .	15
I.2.c-v.1 Modélisation des pertes fer de la machine . . . . .	15
Modélisation de Bertotti [19], approche globale . . . . .	15
Le modèle LS [18], approche locale . . . . .	16
I.2.c-v.2 Obtention des pertes par une méthodologie expérimentale . . . . .	17
I.2.d Moyens de refroidissement . . . . .	19
I.2.e Bases du dimensionnement thermo-électrique de la machine . . . . .	20
I.3 Moyens de modéliser les machines électriques du point de vue aéro-thermique	21
I.3.a Description de la méthode nodale . . . . .	21



I.3.a-i	Types de transfert thermique et modélisation . . . . .	22
I.3.a-i.1	Conduction . . . . .	22
I.3.a-i.2	Convection . . . . .	23
I.3.a-i.3	Rayonnement . . . . .	25
I.3.a-ii	Mise en place du modèle et résolution . . . . .	25
I.3.a-ii.1	Équation de la chaleur . . . . .	25
I.3.a-ii.2	Expression du modèle thermique et utilisation . . . . .	26
I.3.b	Modélisation thermique des machines électriques . . . . .	27
I.3.b-i	Intérêt pour les méthodes analytiques . . . . .	27
I.3.b-ii	Transferts convectifs . . . . .	28
I.3.c	Travaux de modélisation aéro-thermique des alternateurs à griffes . . . . .	30
I.3.c-i	Modélisation analytique du système de refroidissement . . . . .	30
I.3.c-i.1	Théorie d'Euler . . . . .	30
	Descriptif de l'écoulement . . . . .	30
	Hauteur caractéristique théorique ventilateur . . . . .	31
I.3.c-i.2	Paramètres influençant les performances de la roue . . . . .	32
	Impact des angles d'entrée et de sortie . . . . .	32
	Nombre de pâles fini et coefficient de glissement . . . . .	33
	Les pertes au sein du ventilateur . . . . .	34
I.3.c-i.3	Turbomachine, modélisation, analogie avec les alternateurs . . . . .	34
	Analogie des alternateurs avec les turbomachines . . . . .	35
I.3.c-ii	Études thermiques . . . . .	38
I.3.d	Synthèse sur l'état de l'art et limites . . . . .	38
I.3.d-i	Aspect aéraulique . . . . .	38
I.3.d-i.1	Limites du modèle analytique . . . . .	38
I.3.d-i.2	Limites de Motorcad . . . . .	40
I.3.d-ii	Aspect thermique . . . . .	40
I.4	Conclusion . . . . .	41
<b>II</b>	<b>Modélisation thermique de la machine à griffes</b> . . . . .	<b>43</b>
II.1	Introduction . . . . .	44
II.2	Modèle thermique de la machine complète en régime permanent . . . . .	45
II.2.a	Réseau nodal conductif . . . . .	45
II.2.b	Réseau nodal convectif et fluide . . . . .	46
II.2.c	Résistances de contact . . . . .	47
II.2.c-i	Contact stator/palier avant et arrière . . . . .	48
II.2.c-ii	Contact roue polaire/ventilateurs . . . . .	48
II.2.c-iii	Contact arbre/roulement/palier . . . . .	48
II.2.c-iv	Contact roue polaire avant et roue polaire arrière . . . . .	49
II.2.d	Synthèse du modèle complet en régime permanent . . . . .	49
II.3	Aspect conductif . . . . .	51
II.3.a	Modélisation thermique du stator . . . . .	51
II.3.a-i	Construction du réseau nodale, choix des paramètres . . . . .	51
II.3.a-i.1	Discrétisation . . . . .	51

II.3.a-i.2	Conductivité thermique du fer axial, radial et orthoradial . . . . .	52
II.3.a-i.3	Étude de la conductivité thermique des encoches . . . . .	53
	Conductivité équivalente radiale et orthoradiale dans l'encoche . . . . .	53
	Conductivité équivalente axiale dans l'encoche et les têtes de bobine . . . . .	55
II.3.a-ii	Mise en place des essais expérimentaux . . . . .	55
II.3.a-ii.1	Description et condition de l'essai . . . . .	56
	Essai : stator seul . . . . .	56
	Stator seul+laine de verre . . . . .	56
II.3.a-ii.2	Résultats des essais . . . . .	56
II.3.a-iii	Modèle analytique, résultat et comparaison . . . . .	58
II.3.a-iii.1	Estimation des coefficients d'échange . . . . .	58
II.3.a-iii.2	Résultats, essais expérimentaux . . . . .	59
II.3.b	Modélisation thermique du rotor . . . . .	60
II.3.b-i	Discrétisation nodale du rotor . . . . .	60
II.3.b-ii	Construction du réseau nodal, choix des paramètres . . . . .	61
II.3.b-ii.1	Conductivités thermiques du rotor . . . . .	61
II.3.b-ii.2	Conductances de contact rotor . . . . .	62
	Contact bobine isolant avant et/ou arrière . . . . .	62
	Contact arbre, roue polaire . . . . .	62
	Contact roue polaire avant et roue polaire arrière . . . . .	62
II.3.b-iii	Mise en place des essais du rotor . . . . .	62
II.3.b-iii.1	Condition et description des essais . . . . .	62
II.3.b-iii.2	Puissance injectée . . . . .	64
II.3.b-iii.3	Résultats des essais expérimentaux . . . . .	64
	Essai : rotor seul . . . . .	64
	Essai : rotor+laine de verre . . . . .	65
II.3.b-iv	Modèle analytique, résultat et comparaison . . . . .	65
II.3.b-iv.1	Puissance injectée et coefficients d'échange . . . . .	65
II.3.b-iv.2	Résultats, essais expérimentaux et comparaison . . . . .	66
II.4	Aspect convectif . . . . .	68
II.4.a	Modélisation aéroulique et thermique de la machine par des méthodes numériques . . . . .	68
II.4.a-i	Étude aéroulique au sein de la cavité avant de la machine 1 . . . . .	68
II.4.a-i.1	Géométrie et hypothèse de calcul . . . . .	68
II.4.a-i.2	Description des parties fixes et mobiles . . . . .	69
II.4.a-i.3	Description de la méthodologie numérique . . . . .	69
II.4.a-i.4	Structure de l'écoulement . . . . .	70
II.4.a-i.5	Distribution des pressions au sein de la cavité . . . . .	72
II.4.a-i.6	Résultats, essais expérimentaux et comparaison . . . . .	73
	Mise en place des essais expérimentaux . . . . .	73
	Résultats et comparaison . . . . .	74
II.4.a-ii	Étude aéroulique de la machine 2 . . . . .	75

II.4.a-ii.1	Géométrie et hypothèse de calcul . . . . .	75
II.4.a-ii.2	Les méthodes numériques utilisées . . . . .	76
II.4.a-ii.3	Structure de l'écoulement . . . . .	76
II.4.a-ii.4	Distribution des pressions dans la machine . . . . .	78
II.4.a-iii	Modélisation thermique de la machine 2 . . . . .	79
II.4.a-iii.1	Géométrie et hypothèse de calcul . . . . .	79
II.4.a-iii.2	Méthode numérique . . . . .	79
II.4.a-iii.3	Transferts convectifs dans le modèle . . . . .	79
	Simulation et estimation des conductances de convection	80
II.5	Les échanges thermiques rotor/stator . . . . .	83
II.6	Conclusion . . . . .	85
<b>III</b>	<b>Essais expérimentaux et validation du modèle thermique</b>	<b>87</b>
III.1	Introduction . . . . .	88
III.2	Essais expérimentaux . . . . .	89
III.2.a	Présentation du banc d'essai . . . . .	89
III.2.b	Thermocouples . . . . .	90
III.2.b-i	Culasse statorique . . . . .	90
III.2.b-ii	Têtes de bobine . . . . .	91
III.2.b-iii	Air en sortie des ouvertures radiales du palier . . . . .	92
III.2.b-iv	Roulements . . . . .	92
III.2.c	Résultats expérimentaux . . . . .	92
III.2.c-i	Tôles statoriques . . . . .	93
III.2.c-ii	Têtes de bobine . . . . .	94
III.2.c-iii	Roulements . . . . .	95
III.2.c-iv	Air à la sortie des ouvertures radiales du palier . . . . .	95
III.2.d	Conclusion . . . . .	95
III.3	Validation du modèle aéro-thermique . . . . .	96
III.3.a	Pertes dans la machine . . . . .	96
III.3.b	Comparaison avec le modèle aéro-thermique : essai en charge . . . . .	97
III.4	Recalage du modèle par une approche expérimentale . . . . .	99
III.4.a	Estimation de la conductance de convection des têtes de bobine . . . . .	100
III.4.b	Résultats, essais expérimentaux et comparaison . . . . .	102
III.4.c	Bilan des flux thermiques . . . . .	103
III.5	Dimensionnement thermo-électrique et méthodologie . . . . .	105
III.6	Conclusion . . . . .	108
<b>IV</b>	<b>Contribution à l'amélioration du refroidissement de la machine</b>	<b>109</b>
IV.1	Introduction . . . . .	110
IV.2	Refroidissement du stator . . . . .	111
IV.2.a	Positon du problème . . . . .	111
IV.2.b	Étude de la hauteur des têtes de bobine . . . . .	112
IV.2.b-i	Géométries et hypothèses . . . . .	112
IV.2.b-ii	Modèles numériques . . . . .	113
IV.2.b-iii	Résultats des simulations . . . . .	114

IV.2.c	Amélioration du refroidissement des têtes de bobine . . . . .	116
IV.2.c-i	Point de départ et analyse . . . . .	116
IV.2.c-ii	Position du ventilateur . . . . .	119
IV.2.c-iii	Position du couple palier/ventilateur . . . . .	120
IV.2.c-iv	Essais expérimentaux, comparaison . . . . .	122
IV.2.d	Conclusion . . . . .	123
IV.3	Refroidissement du rotor . . . . .	124
IV.3.a	Introduction au débit d'air axial . . . . .	125
IV.3.a-i	Expression générale de la dépression axiale dans une machine	125
IV.3.a-ii	Présentation du modèle numérique associé à la machine 3 et résultats . . . . .	127
IV.3.b	Débit axial et machine à griffes . . . . .	128
IV.3.b-i	Hauteur des têtes de bobine-section de passage palier/tête de bobine . . . . .	128
IV.3.b-ii	Variation des pertes de charge sur le palier arrière . . . . .	129
IV.3.b-iii	Position du ventilateur et débit d'air axial . . . . .	130
IV.3.c	Synthèse du refroidissement au rotor et dimensionnement machine .	133
IV.3.c-i	Lien avec l'étude Vasilescu . . . . .	133
IV.3.c-ii	Essais expérimentaux . . . . .	133
IV.3.d	Conclusion . . . . .	134
	<b>Conclusion générale</b>	<b>137</b>
	<b>Annexes</b>	<b>141</b>
	<b>V Annexe-A</b>	<b>141</b>
	<b>VI Annexe-B</b>	<b>147</b>



---

## Table des figures

I.1	Fonctionnement de la machine . . . . .	7
I.2	Vue éclatée de l'alternateur à griffes . . . . .	7
I.3	Vue du stator . . . . .	8
I.4	Vue du stator-zoom bobinage . . . . .	8
I.5	Vue éclatée-rotor . . . . .	8
I.6	Palier avant . . . . .	9
I.7	Palier arrière . . . . .	9
I.8	Trajet du flux magnétique dans la machine . . . . .	10
I.9	Diagramme de Potier . . . . .	11
I.10	Point critique autour de 3000tr/min . . . . .	11
I.11	Localisation des points chauds de l'alternateur à griffes . . . . .	12
I.12	Le schéma électrique équivalent du système bague/balai . . . . .	14
I.13	Surface $H(B, dB/dt)$ pour une induction magnétique de 1.75Tesla calculée par le modèle LS . . . . .	16
I.14	La composante axiale du flux magnétique dans le stator . . . . .	17
I.15	Évaluation des pertes fer à vide (schéma électrique . . . . .	18
I.16	Les pertes fer à vide de la machine en fonction de la fréquence . . . . .	19
I.17	Ventilateur simple . . . . .	19
I.18	Ventilateur "Dual fan" . . . . .	19
I.19	Le chemin du flux d'air à l'arrière de la machine . . . . .	20
I.20	Conductance thermique axiale entre 2 éléments . . . . .	22
I.21	Conductance radiale entre 2 éléments . . . . .	23
I.22	Conductance fluïdique . . . . .	23
I.23	Alternodémarreur intégré (ADI) . . . . .	27
I.24	La machine asynchrone de Fasquel . . . . .	28
I.25	Vues du modèle de la machine à griffes développé sur Motorcad . . . . .	29
I.26	Évolution des études thermiques VALEO . . . . .	30
I.27	La cinématique dans un ventilateur . . . . .	32
I.28	Caractéristique hauteur/débit d'un ventilateur centrifuge en fonction du sens de courbure des aubes . . . . .	33
I.29	État des pressions sur les aubages . . . . .	34
I.30	Distribution réelle des vitesses dans la roue . . . . .	34
I.31	Description turbomachine . . . . .	35

I.32	Coupe radiale de la machine . . . . .	35
I.33	Caractéristique du ventilateur et point de fonctionnement . . . . .	36
I.34	Dispositif expérimental . . . . .	37
I.35	Champ des vitesses en m/s pour une position du ventilateur standard . . . . .	38
I.36	Champ des vitesses en m/s pour une position du ventilateur décalé de 7mm . . . . .	38
I.37	Champ des vitesses en m/s pour une hauteur de tête de bobine standard . . . . .	39
I.38	Champ des vitesses en m/s pour une hauteur de tête de bobine + 5mm . . . . .	39
II.1	Cavités air avant et arrière . . . . .	46
II.2	Discrétisation nodale de la cavité avant . . . . .	46
II.3	Le modèle thermique complet de la machine . . . . .	50
II.4	Discrétisation nodale du stator . . . . .	51
II.5	Modèle simplifié pour le calcul de la conductivité équivalente des tôles . . . . .	52
II.6	Représentation des fils de cuivre dans l'encoche . . . . .	53
II.7	Conductivité d'un matériau hétérogène d'après Rohsenow et Hartnett $k_e = \lambda_{eq}$ et $k_m = \lambda_i$ . . . . .	54
II.8	Conductivité d'un matériau hétérogène constitué de fils ronds en fonction du taux de remplissage $\tau$ ou du rapport $d/d'$ ( $k_e = \lambda_{eq}$ et $k_i = \lambda_i$ ) . . . . .	54
II.9	Températures en fonction du temps pour un courant de 12A . . . . .	57
II.10	Températures en fonction du temps pour un courant de 17A . . . . .	57
II.11	Coefficients d'échange (en $W.m^{-2}.K^{-1}$ ) utilisés dans le modèle en fonction du courant généré dans le bobinage . . . . .	59
II.12	Comparaison des températures données par le modèle et les essais expérimentaux pour un courant de 5A . . . . .	59
II.13	Comparaison des températures données par le modèle et les essais expérimentaux pour un courant de 12A . . . . .	59
II.14	Représentation d'une coupe du rotor et la partie angulaire étudiée . . . . .	60
II.15	Le réseau nodal du rotor . . . . .	60
II.16	Réseau nodal bobine . . . . .	61
II.17	Localisation des thermocouples dans la bobine . . . . .	63
II.18	Localisation des thermocouples au sein du rotor complet . . . . .	63
II.19	Dispositif expérimental-centrale d'acquisition (à droite sur la photo) . . . . .	64
II.20	Rotor+laine de verre . . . . .	65
II.21	Comparaison des températures données par le modèle et les essais expérimentaux pour un courant de 1A . . . . .	66
II.22	Comparaison des températures données par le modèle et les essais expérimentaux pour un courant de 2A . . . . .	66
II.23	Comparaison modèle et essais expérimentaux/courant de 1A (cas avec laine de verre) . . . . .	67
II.24	Comparaison modèle et essais expérimentaux/courant de 3A (cas avec laine de verre) . . . . .	67
II.25	Les géométries utilisées dans le modèle numérique . . . . .	68
II.26	Illustration du domaine de calcul . . . . .	69
II.27	Volume d'air tournant . . . . .	69
II.28	Simulation de l'écoulement au sein de la cavité . . . . .	70
II.29	Représentation du champ des vitesses sur une coupe axiale (m/s) . . . . .	71
II.30	Représentation du champ des vitesses sur une coupe radiale (m/s) . . . . .	71

II.31 Répartition des pressions sur une coupe axiale (en Pa par rapport à la pression atmosphérique) . . . . .	72
II.32 Répartition des pressions sur une coupe radiale . . . . .	72
II.33 Principe de mesure . . . . .	73
II.34 Plaque fixée . . . . .	73
II.35 Cône d'aspiration . . . . .	73
II.36 Sonde anémométrique . . . . .	74
II.37 Mesure du profil de vitesse . . . . .	74
II.38 Coupe axiale de la machine1 . . . . .	76
II.39 Structure globale des écoulements dans la machine à griffes . . . . .	76
II.40 Représentation du champ des vitesses de l'écoulement dans la machine . . . . .	77
II.41 Distribution de pression sur une coupe axiale machine . . . . .	78
II.42 Zones d'étude des transferts convectifs . . . . .	80
II.43 Simulations thermiques en K- puissance en W au niveau de la zone 3 (à 3000tr/min)	81
II.44 Corrélation conductance de convection zone 3 . . . . .	81
II.45 Corrélation conductance de convection zone 2 . . . . .	82
II.46 Corrélation conductance de convection zone 1 . . . . .	82
II.47 Corrélation conductance de convection zone 4 . . . . .	82
II.48 Écoulement laminaire de Taylor . . . . .	83
II.49 Écoulement de Taylor-seconde instabilité . . . . .	83
III.1 Banc d'essai . . . . .	89
III.2 Montage machine . . . . .	90
III.3 Position des thermocouples dans la culasse statorique . . . . .	91
III.4 Position des thermocouples-tête de bobine avant-vue axiale . . . . .	92
III.5 Position des thermocouples-tête de bobine avant-vue radiale . . . . .	92
III.6 Position du thermocouple dans l'air . . . . .	92
III.7 Cartographie des températures des différents éléments de la machine . . . . .	97
III.8 Cartographie des sources de chaleur et des débits aérauliques . . . . .	98
III.9 Cartographie des flux thermiques . . . . .	98
III.10 Puissances injectées au stator avec et sans ruban . . . . .	101
III.11 Conductances têtes de bobine avec et sans ruban . . . . .	102
III.12 Bilan des flux de chaleur dans la machine à 3000tr/min . . . . .	104
III.13 Bilan des flux de chaleur dans la machine à 4000tr/min . . . . .	104
III.14 Rotor-cylindre à surface lisse . . . . .	105
III.15 Définition de la structure de la machine . . . . .	106
III.16 Dimensionnement thermo-électrique . . . . .	107
IV.1 Transferts thermiques-stator . . . . .	111
IV.2 Paramètres influents-stator . . . . .	112
IV.3 Conditions limites du modèle . . . . .	113
IV.4 Structure d'écoulement (m/s)-configuration standard . . . . .	116
IV.5 Représentation avec couronne . . . . .	117
IV.6 Structure d'écoulement (m/s)-configuration avec couronne . . . . .	118
IV.7 Structure d'écoulement (m/s)-ventilateur décalé 5mm . . . . .	119



---

IV.8	Structure d'écoulement (m/s)-ventilateur décalé 7mm . . . . .	120
IV.9	Structure d'écoulement (m/s)-ventilateur/palier décalé . . . . .	121
IV.10	Débit d'air en fonction de la section de passage . . . . .	121
IV.11	Entretoise fixée contre le palier . . . . .	122
IV.12	Modèle numérique-machine à rotor lisse . . . . .	127
IV.13	Distribution de pression-machine référence 1 . . . . .	131
IV.14	Distribution de pression décalée 5mm-machine 1 . . . . .	131
IV.15	Distribution de pression décalée 7mm-machine 1 . . . . .	132
IV.16	Distribution de pression décalée palier/ventilateur-machine 1 . . . . .	132
V.1	Courbes $\alpha$ en fonction de la fréquence . . . . .	142
V.2	Courbes $\beta$ en fonction de la fréquence . . . . .	143
V.3	Courbes représentant les pertes par hystérésis et les pertes par courant de Foucault (mach1) . . . . .	144
V.4	Courbes représentant les pertes par hystérésis et les pertes par courant de Foucault (mach2) . . . . .	144

---

## Remerciements

Les travaux de recherche présentés dans ce mémoire sont issus d'une convention CIFRE entre le Laboratoire de Génie Électrique de Grenoble (G2elab) et la société VALEO. Je remercie ces deux organismes pour leur support matériel et financier.

Je tiens tout d'abord à remercier les membres du jury pour l'intérêt qu'ils ont porté à ce mémoire. Je remercie vivement M président du jury, statut du président, de nous avoir fait l'honneur de présider notre jury.

Je remercie M. Professeur de l'université et M. Professeur, rapporteurs de cette thèse pour les enrichissants échanges que nous avons eus.

Je remercie M. James Roudet, directeur du laboratoire, pour m'avoir accueilli au G2elab.

Je remercie Monsieur Albert Foggia, Professeur émérite, de m'avoir permis de réaliser mon sujet de recherche et pour l'encadrement et le soutien dont j'ai pu bénéficier. Son sens critique aiguisé, sa disponibilité et sa culture scientifique sont des atouts majeurs pour guider un doctorant dans ses recherches. Je lui exprime toute ma gratitude.

Je remercie Monsieur Jean-Louis Coulomb, Professeur des Universités au G2elab, qui m'a fait profiter de sa grande expérience dans le domaine de l'optimisation par plan d'expérience.

Je remercie vivement Monsieur Mamy Rakotovao, senior Expert chez Valeo Systèmes Électriques et Monsieur Michel Fakès pour leur grande disponibilité, leur encadrement et leur soutien permanent.

Je souhaite également exprimer ma reconnaissance à Monsieur Jean-Claude Mipo, senior Expert chez Valeo Systèmes Électriques, de m'avoir proposé ce sujet intéressant et pour son grand soutien.

Je tiens à remercier Philippe Chiozzi, responsable du service "métier" chez Valeo Systèmes Électriques et l'ensemble des personnes de ce service. Je tiens également à remercier les membres du laboratoire électrique et thermique et du projet CG.

Enfin, je n'oublie pas de remercier mes collègues doctorants avec lesquels nous avons partagé de nombreuses expériences scientifiques.



---

## Notations

Grandeurs électriques et électrotechniques			
Nom	Symbole	Valeur	Unité
Induction magnétique	$b, B$		$T$
Champ magnétique	$H$		$A.m^{-1}$
Perméabilité magnétique	$\mu$		$H.m^{-1}$
Perméabilité absolue	$\mu_0$		$H.m^{-1}$
Perméabilité relative	$\mu_r$		$H.m^{-1}$
Force magnétomotrice	$fmm$		
Champ électrique	$E$		$V.m^{-1}$
Tension	$U$		$V$
Permittivité du vide	$\epsilon_0$	$8,85.10^{-14}$	$SI$
Courant	$I$		$A$
Fréquence	$f$		$Hz$
Temps	$t$		$s$
Volume	$V$		$m^3$
Vitesse de rotation	$N$		$tr.min^{-1}$
Vitesse angulaire	$\omega$		$rad.s^{-1}$
Nombre de paire de pôles	$p$		
Épaisseur d'entrefer	$e$		$m$
Constante de Boltzmann	$k$	$1,38667.10^{-23}$	$J/K$
Constante de Planck	$h$	$6,6.10^{-34}$	$J.s$
Épaisseur de peau	$\tau$		$m$
Résistivité électrique	$\rho$		$\Omega.m$

Grandeurs aérauliques et thermiques			
Nom	Symbole	Valeur	Unité
Diffusivité	$a$		$m^2.s^{-1}$
Capacité thermique	$c, C_p$		$J.kg^{-1}.K^{-1}$
Diamètre hydraulique	$D_H$		$m^2$
Longueur caractéristique	$l$		$m$
Débit massique	$\dot{m}$		$m$
Pression	$P$		Pa
Surface d'échange	$S$		$m^2$
Section de passage	$S$		$m^2$
Température	$T$		K ou °C
Angle entre la vitesse absolue et celle d'entraînement	$\alpha$		deg
Angle géométrique en sortie de pôle	$\beta$		deg
Angle de glissement en sortie de la roue	$\gamma$		deg
Conductivité thermique	$\lambda$		$W.m^{-1}.K^{-1}$
Viscosité dynamique	$\mu$		$kg.m^{-1}.s^{-1}$
Viscosité cinématique	$\nu$		$L^2.s^{-1}$
Diffusivité turbulente, émissivité	$\epsilon$		
Masse volumique	$\rho$		$kg.m^{-3}$
Hauteur d'élévation d'une turbomachine	$H$		$m$
Hauteur d'Euler	$H_E$		$m$
Hauteur caractéristique avec palier	$H_0$		$m$
Conductance	$G$		$W.K^{-1}$
Coefficient de convection	$h$		$W.m^{-2}.K^{-1}$
Constante de Stephan-Boltzmann	$h$	$5,67.10^{-8}$	$W.m^{-2}.K^{-4}$
Flux de chaleur	$\phi$		$W$
Nombre de Grashof	$Gr$		
Nombre de Nusselt	$Nu$		
Nombre de Prandtl	$Pr$		
Nombre de Rayleigh	$Ra$		
Nombre de Taylor	$Ta$		



---

## Introduction générale

De nos jours, le principal but des constructeurs automobiles est de réduire la consommation des véhicules (diminution des émissions en  $CO_2$ , véhicules propres). L'épuisement des ressources en pétrole et les réglementations d'ordre politique imposent de soigner le rendement énergétique de la chaîne de traction des véhicules du futur. L'union européenne a d'ailleurs fixé des objectifs véhicules spécifiques aux constructeurs à moyen et à long terme. Ainsi, les émissions seront limitées à 120g de  $CO_2$ /km d'ici 2012 et 95g de  $CO_2$ /km en 2020.

Dans ce contexte particulier, le rendement des alternateurs automobiles est devenu une priorité. Aujourd'hui, celui-ci est calculé sur cycle et ne dépasse pas 70%. En considérant que le rendement puisse évoluer jusqu'à 85/90%, ce gain permettrait de diminuer la consommation sur véhicule de 0.15l à 0.6l/100km.

L'autre aspect concerne l'amélioration de la puissance massique des alternateurs.

Depuis les années 80, l'électricité a pris une part importante au sein des véhicules automobiles. Les nombreux progrès en électronique ont permis le développement de nouvelles fonctionnalités en terme de sécurité (ABS), de confort (direction assistée)...Et cette tendance continue de s'accroître. Aujourd'hui, la consommation électrique totale en crête d'un véhicule peut avoisiner les 3-4kW.

Face aux exigences énergétiques croissantes, les alternateurs automobiles dont la fonction principale est de convertir l'énergie mécanique en énergie électrique ont dû s'adapter à cette évolution. Ainsi, les fabricants d'alternateur ont amélioré la puissance massique de leur machine.

En témoigne le tableau 1 qui retrace l'évolution des générations d'alternateurs automobiles (de VALEO) et qui présente les débits électriques efficaces maximums pour une vitesse de l'ordre de 6000tr/min à 25 °C dans un même encombrement.



Années	1998	2002	2006	2010
$I_{deb}(A)$	120	150	180	250

TABLE 1 – Évolution des courants électriques débités par les alternateurs Valeo



Chaque génération de machine se démarque de la précédente par une prouesse technologique mise en place sur la machine ou d'une amélioration notable. Par exemple, la dernière génération de machine a bénéficié d'une nouvelle technologie de bobinage au stator, d'un meilleur refroidissement du pont de diode et d'un circuit magnétique optimisé.

Concernant la quête des puissances massiques élevées des alternateurs, la tenue en température des machines constitue un véritable enjeu technologique. L'objectif est de fournir des puissances électriques toujours plus importantes alors que la surface d'échange des machines avec l'air diminue (encombrement réduit).

Une contrainte supplémentaire est apparue et concerne la température de fonctionnement dans laquelle évolue l'alternateur. En effet, avec la généralisation des accessoires électriques (comme les turbocompresseurs), les températures sous le capot sont plus élevées. Jusqu'à présent, les cahiers des charges constructeur spécifiaient la validation des machines pour des températures ambiantes de l'ordre de  $100^{\circ}C$  ou  $120^{\circ}C$ . Désormais, certaines applications exigent un fonctionnement jusqu'à  $140^{\circ}C$ .

Ces deux aspects posent un réel problème thermique lors de la phase de dimensionnement des machines.

Il est donc important de pouvoir proposer :

- Des méthodologies ou modélisation thermique de la machine par des méthodes analytiques, numériques et expérimentales dans le but de comprendre, identifier et maîtriser les paramètres du refroidissement
- Des méthodologies de pré-dimensionnement thermo-électrique afin de prévoir le refroidissement de la machine et d'anticiper le circuit électro-magnétique.
- Des méthodologies ou perspectives d'amélioration du refroidissement de la machine.

L'étude qui a été réalisée dans ce document se décomposera en 4 chapitres.

- Le premier chapitre sera constitué d'une analyse bibliographique où un tour d'horizon sera effectué sur la modélisation multi-physique des alternateurs à griffes avec une description sommaire des éléments qui le composent. Ce sera l'occasion d'évoquer les études thermiques antérieures qui ont été réalisées à VALEO et de positionner notre étude dans ce contexte.

Dans l'une d'entre elle, des résultats ont été donnés sur le dimensionnement des ventilateurs.

Une autre partie de ce chapitre sera consacrée aux pertes dans la machine qui constituent une problématique importante.

- Dans le deuxième chapitre, la méthodologie complète sur la modélisation thermique de la machine à griffes sera présentée. Un modèle analytique sera combiné à un modèle numérique.

Le modèle analytique sera basé sur un réseau nodal où chacun des paramètres thermiques aura été justifié. Dans ce modèle, le réseau convectif sera caractérisé. Les écoulements aérauliques de la machine seront étudiés et simulés à l'aide de méthodes numériques. A l'issue de cette modélisation, les paramètres convectifs seront estimés à partir de ces mêmes méthodes numériques et dans certains cas, à partir d'une approche expérimentale.

- Le troisième chapitre montrera une comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats du modèle. Une large description du dispositif expérimental appliqué sur les machines sera présentée. Une méthodologie de dimensionnement thermo-électrique sera ensuite déduite.

- Le quatrième et dernier chapitre présentera des stratégies d'optimisation du circuit aéraulique. On s'intéressera particulièrement à l'environnement autour des têtes de bobines. Ceci permettra de mettre en évidence les paramètres qui influent fortement sur le refroidissement.

Une étude sera consacrée également à l'amélioration du refroidissement du rotor. Dans ce cadre, les écoulements dans l'entrefer ainsi que le débit axial dans la machine seront analysés.



## Chapitre I

---

# Machine à griffes et refroidissement

### SOMMAIRE

---

I.1	INTRODUCTION . . . . .	6
I.2	ALTERNATEURS À GRIFFES : PRINCIPES ET ENJEUX DU REFROIDISSEMENT . . . . .	7
I.2.a	Description de l'alternateur à griffes . . . . .	7
I.2.b	Aspect électrotechnique . . . . .	9
I.2.c	Pertes dans la machine . . . . .	11
I.2.d	Moyens de refroidissement . . . . .	19
I.2.e	Bases du dimensionnement thermo-électrique de la machine . . . . .	20
I.3	MOYENS DE MODÉLISER LES MACHINES ÉLECTRIQUES DU POINT DE VUE AÉRO-THERMIQUE . . . . .	21
I.3.a	Description de la méthode nodale . . . . .	21
I.3.b	Modélisation thermique des machines électriques . . . . .	27
I.3.c	Travaux de modélisation aéro-thermique des alternateurs à griffes . . . . .	30
I.3.d	Synthèse sur l'état de l'art et limites . . . . .	38
I.4	CONCLUSION . . . . .	41

---

### Résumé

*La modélisation thermique des phénomènes de transfert thermique et la fluidique associée occupent dans le processus de conception d'alternateurs modernes la même place que les calculs de contraintes mécaniques ou les calculs électromagnétiques de débit électrique. Il est même courant de pouvoir envisager des simulations couplées entre ces différents domaines physiques (prototypage virtuel multi-physique). Toutefois, la modélisation thermique des machines à griffes reste une problématique difficile en raison de la complexité des phénomènes mis en jeux.*

## **I.1 Introduction**

La machine à griffes fonctionne suivant le même principe que les machines synchrones traditionnelles. Entraînée par le moteur à combustion interne du véhicule, en mode alternateur, elle a pour rôle d'alimenter en courant continu tous les récepteurs reliés au réseau de bord, et plus particulièrement de charger la batterie. Le développement des alimentations, des convertisseurs à fréquence variable et l'utilisation des aimants au rotor permettent d'étendre son utilisation au mode moteur.

Ce chapitre, dans une première partie, présente une description complète de l'alternateur à griffes à savoir sa structure, son fonctionnement et un modèle électromagnétique de la machine.

Puis, dans une deuxième partie, les pertes de la machine sont répertoriées ; pour chacune d'entre elle, un modèle est proposé.

Enfin, la modélisation thermique des machines électriques est introduite. Les études aérothermiques réalisées au sein de Valeo font également l'objet d'une attention particulière.

## I.2 Alternateurs à griffes : Principes et enjeux du refroidissement

### I.2.a Description de l'alternateur à griffes

Le rôle de l'alternateur automobile est de fournir le courant électrique à la batterie et à l'ensemble des consommateurs électriques du réseau électrique (figure I.1).

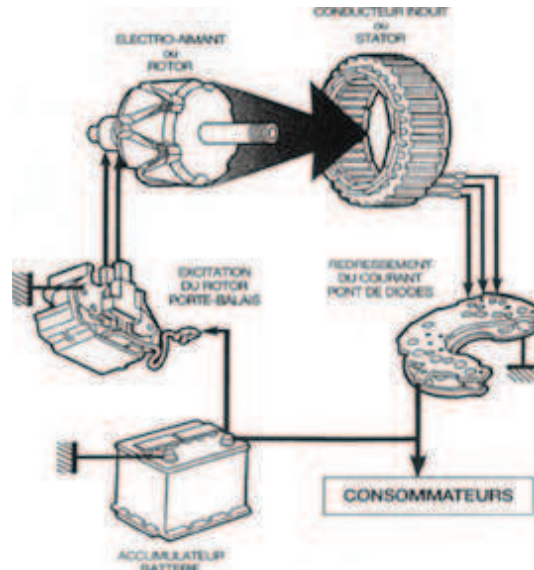


FIGURE I.1 – Fonctionnement de la machine

La figure I.2 présente une vue éclatée de la machine à griffes. Les différents éléments y sont répertoriés. Pour chacun d'eux, une description est illustrée par la suite.

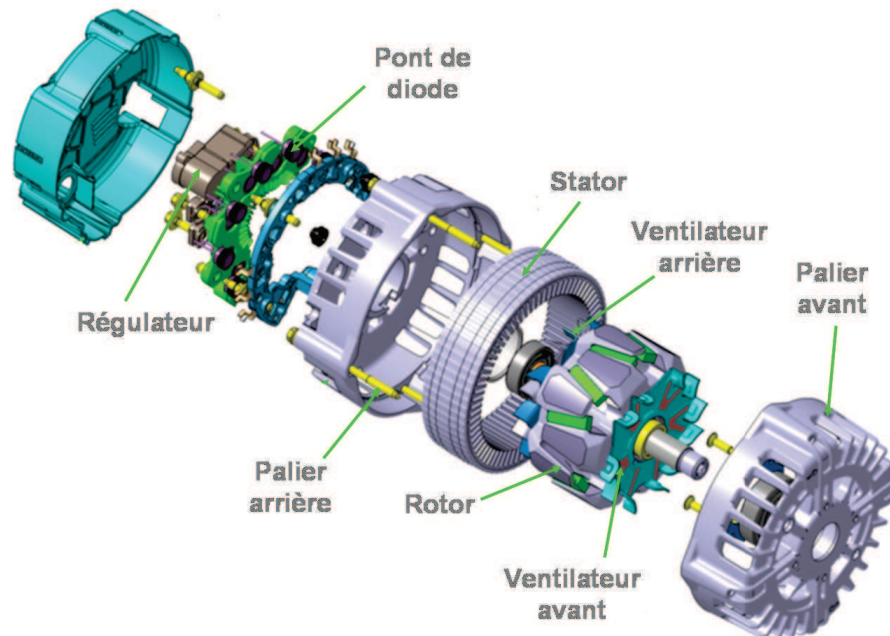


FIGURE I.2 – Vue éclatée de l'alternateur à griffes

### I.2.a-i Stator

Le stator est constitué de tôles feuilletées. Le feuilletage est réalisé suivant des plans orthogonaux à l'axe de rotation et permet de limiter les courants de Foucault. Toujours dans le but de réduire ces derniers, l'ajout de silicium au sein du matériau ferromagnétique permet de diminuer sa conductivité électrique.

Des encoches sont réalisées dans le paquet permettant d'y insérer les conducteurs du bobinage statorique. Le bobinage d'induit est généralement de type triphasé à une encoche par pôle et par phase. Dans certains cas, un bobinage de 6 phases est inséré dans les encoches afin de réduire le bruit sonore d'origine magnétique issu des efforts magnétiques.

Les figures I.3 et I.4 présentent le type de bobinage utilisé.

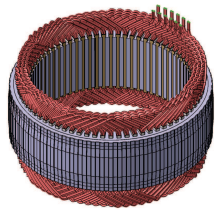


FIGURE I.3 – Vue du stator

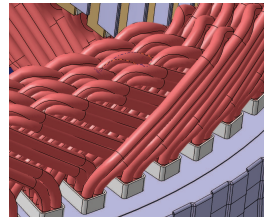


FIGURE I.4 – Vue du stator-zoom bobinage

### I.2.a-ii Rotor

Le rotor est la partie tournante de la machine et est entraîné par le moteur thermique. Il est constitué de deux plateaux à griffes en fer massif entre lesquels est placé l'enroulement inducteur. Les griffes sont disposées de telle manière à ce qu'il y ait une alternance de  $p$  pôles nord et  $p$  pôles sud. En général, le nombre de pôles dans une machine s'élève à 12 voire 16 pour les plus fortes puissances.

Dans certains types de machine, pour améliorer les performances électriques, des aimants sont insérés entre deux griffes consécutives.

La figure I.5 présente une vue éclatée du rotor à griffes.

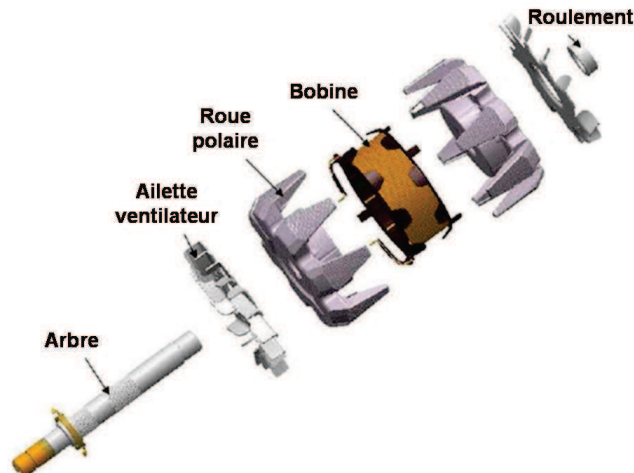


FIGURE I.5 – Vue éclatée-rotor

### I.2.a-iii Paliers

Les paliers permettent la fixation sur le bloc moteur. D'une manière générale, ils prennent le paquet stator en sandwich et sont en fonte d'aluminium.

Les roulements avant et arrière sont reliés respectivement aux paliers avant (figure I.6) et arrière. Le palier arrière (figure I.7) supporte également le pont redresseur à diodes, le porte balais et le régulateur qui est l'organe de contrôle de la machine.



FIGURE I.6 – Palier avant

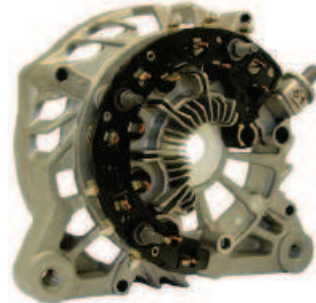


FIGURE I.7 – Palier arrière

### I.2.a-iv Pont redresseur

Le pont redresseur fixé sur le palier arrière est constitué de diodes et permet l'adaptation de la machine alternative à la batterie qui fonctionne en continu. C'est un redresseur double alternance généralement triphasé. Les diodes dont la sortie est reliée à la masse de la batterie sont situées dans le palier arrière. Les diodes correspondant aux alternances positives sont positionnées sur une pièce rapportée naturellement isolée du palier.

### I.2.a-v Porte balai/régulateur

Le porte balais est le support pour les balais qui transmettent le courant d'excitation au rotor.

Le régulateur permet d'ajuster le courant dans la bobine d'excitation afin de maintenir la batterie d'accumulateurs chargée. De plus en plus, le régulateur n'est plus autonome mais interfacé à d'autres éléments du véhicule comme le contrôle moteur. Il est alors chargé de régler le courant d'excitation en fonction de la puissance électrique demandée.

## I.2.b Aspect électrotechnique

### I.2.b-i Fonctionnement de la machine

La compréhension du fonctionnement de la machine du point de vue électrotechnique impose de bien appréhender le chemin du flux magnétique (Tamto [16], Albert [17], Bouarroudj [15]).

La bobine d'excitation crée un champ magnétique axial dans le noyau, et il apparaît aux extrémités du noyau (qui sont les plateaux à griffes) une polarisation magnétique « nord »



et une polarisation magnétique « sud ».

Au niveau de l'entrefer, une succession de pôle nord et sud est obtenu. L'alternateur à griffes est donc une machine hétéropolaire à  $p$  paires de pôles et à pôles saillants.

Suivant la figure I.8, le flux inducteur traverse axialement le noyau, devient radial dans le plateau et est axial et radial dans la griffe. Après, il traverse l'entrefer, passe dans la denture statorique (tout cela dans une direction radiale) et passe dans la culasse où le champ magnétique a une direction azimuthale (dans le sens du feuillage).

Il faut remarquer que le flux qui « sort » d'une griffe se sépare en deux pour « rentrer », après le passage dans le stator, dans les deux griffes adjacentes.

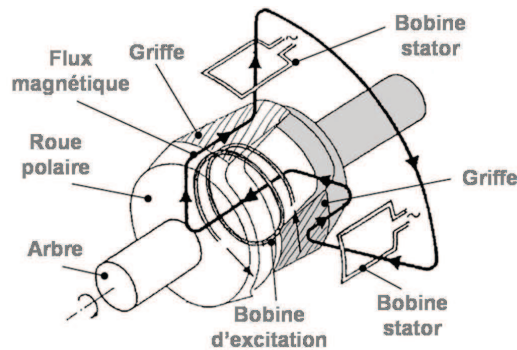


FIGURE I.8 – Trajet du flux magnétique dans la machine

L'entraînement mécanique du rotor induit un champ tournant au stator qui va créer aux bornes de chaque enroulement du stator, une force électromotrice proportionnelle à la vitesse de rotation du rotor et au flux embrassé par chaque spire. Un système de tensions polyphasées est alors généré aux bornes de l'induit.

L'excitation magnétique du rotor combinée avec la spécificité de la géométrie implique des fuites magnétiques importantes, surtout entre les griffes. Ces fuites prennent de l'importance lorsque le matériau magnétique est saturé.

Ensuite, le pont de diode transforme le système de courants alternatifs débités en courant continu permettant ainsi d'alimenter le réseau de bord et de charger la batterie.

Le régulateur détecte les baisses de tension du circuit électrique et adapte l'excitation aux bornes de l'enroulement rotorique en fonction de la charge et de la vitesse.

Afin de mieux exploiter l'excitation magnétique de l'inducteur, certains alternateurs disposent d'aimants permanents entre les griffes qui permettent de polariser magnétiquement le rotor en inverse. Ainsi, la saturation magnétique est diminuée dans le rotor, ce qui permet d'obtenir plus de flux utile.

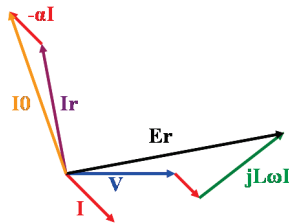
### I.2.b-ii Modèle électromagnétique analytique

La modélisation analytique électromagnétique de la machine à griffes est basée sur le modèle de Potier (Tamto [16], Albert [17]).

Les hypothèses utilisées dans ce modèle sont les suivantes :

- Le circuit magnétique est saturé : les forces magnétomotrices sont combinées plutôt que les flux magnétiques (ces derniers ne peuvent être additionnés du fait de la non-linéarité de la perméabilité des matériaux)
- La machine est considérée à pôles lisses

Dans sa modélisation (figure I.9, mode alternateur), Potier utilise une force électromotrice en charge, intégrant la réaction magnétique d'induit. Elle est calculée à partir d'un courant d'excitation résultant. Ce courant d'excitation est déterminé par une combinaison vectorielle du courant d'excitation et du courant induit pondéré par un coefficient  $\alpha$ . Ce coefficient est en fait un coefficient d'équivalence des forces magnétomotrices et permet de ramener la force magnétomotrice d'induit à une force magnétomotrice équivalente au rotor.



$$\bar{I}_r = \bar{I}_0 + \alpha \bar{I} \quad (\text{I.1})$$

$$\bar{E}_r = \bar{V} + R\bar{I} + j\omega L\bar{I} \quad (\text{I.2})$$

FIGURE I.9 – Diagramme de Potier

- $E_r$  : Force électromotrice résultante dans l'entrefer
- $L$  : Inductance de fuites
- $\alpha$  : Coefficient d'équivalence de Potier
- $I_r, I$  : Courant d'excitation résultant, Valeur efficace du courant dans une phase
- $V$  : Tension aux bornes d'un enroulement

### I.2.c Pertes dans la machine

Les pertes constituent les sources de chaleur de la machine. Classiquement, sont répertoriées les pertes par effet Joule, les pertes mécaniques et les pertes fer. Pour le point de fonctionnement 3000tr/min, le système de refroidissement n'est pas suffisamment efficace pour évacuer les différentes pertes de la machine. Autour de cette vitesse, les températures de la machine sont les plus importantes (figure I.10).

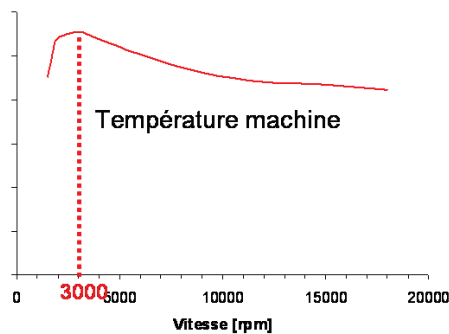


FIGURE I.10 – Point critique autour de 3000tr/min

Du point de vue thermique, ce point de fonctionnement est dimensionnant pour la machine.

Les points chauds dans la machine sont énumérées sur la figure I.11.

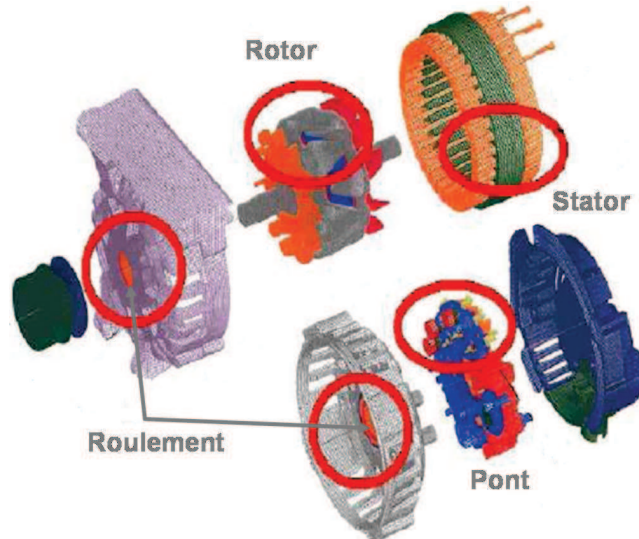


FIGURE I.11 – Localisation des points chauds de l'alternateur à griffes

Pour une machine donnée, le tableau I.1 présente un ordre de grandeur des différentes pertes pour le point de fonctionnement 3000tr/min.

Vitesse de rotation (tr/min)	Pertes joules statoriques (W)		Pertes joules rotoriques (W)	
2000	496	66%	45	6%
3000	854	69%	42	3%
4000	1076	68%	46	3%

Pertes diodes (W)		Pertes mécaniques (W)		Pertes fer (W)	
186	25%	20	3%	50	7%
256	21%	35	3%	61	5%
290	19%	60	4%	104	7%

TABLE I.1 – Séparation des pertes dans la machine

### I.2.c-i Pertes Joule stator

Les pertes Joule statoriques dépendent de la valeur de la résistance de l'enroulement en fonction de la température du cuivre, de la valeur et de la forme du courant qui le parcourt. Quel que soit le couplage, étoile ou triangle, ces pertes sont données par la relation :

$$P_j = \frac{3}{2} \cdot R_s(T) \cdot I_{eff}^2 \quad (I.3)$$

Pour un couplage triangle, la résistance  $R_s$  s'écrit :

$$R_s = \frac{2}{3} \cdot (\rho_{cu} \frac{L_{sm} \cdot N_s}{S_{cu}}) \quad (I.4)$$

et

$$R_s(T) = R_s \cdot (1 + \lambda \cdot (T_{cu} - T_{amb})) \quad (I.5)$$

- $R_s(T)$  est la résistance apparente mesurée entre deux bornes en fonction de la température du cuivre
- $I_{eff}$  est la valeur efficace du courant de ligne.
- $\rho_{cu}$  est la résistivité du cuivre.
- $\lambda$  est le coefficient de Kelvin.
- $L_{sm}$  est la longueur moyenne de la spire.
- $N_s$  est le nombre de spires statoriques.
- $S_{cu}$  est la section du fil de cuivre statorique.
- $T_{cu}$  est la température moyenne du cuivre.
- $T_{amb}$  est la température ambiante.

### I.2.c-ii Pertes dans les diodes

Les pertes dans le pont sont le résultat de la chute de tension aux bornes des diodes. La caractéristique de la diode est donnée par la relation :

$$V_d = V_{seuil} + r_d I_d \quad (I.6)$$

- $r_d$  représente la résistance de la diode en mode passant
- $V_{seuil}$  représente la tension de seuil de la diode.

Les pertes sont exprimées suivant la relation :

$$P_{Jd} = \frac{1}{T} \int_0^T (V_{seuil} + r_d I_d(t)) I_d(t) dt \quad (I.7)$$

En supposant le courant sinusoïdal dans l'enroulement statorique et que le courant dans la diode est une demi sinusoïde, les pertes Joule totales dans le pont de diodes sont donnés suivant la formule suivante :

$$P_{Jd} = n_d I_{eff} \left( \frac{V_{seuil} \sqrt{2}}{\pi} + \frac{r_d I_{eff}}{2} \right) \quad (I.8)$$

avec  $n_d$  le nombre de diodes.

### I.2.c-iii Pertes à l'excitation

L'excitation engendre des pertes électriques regroupant :

- Les pertes Joule au rotor
- Les pertes liées au contact bague/balai
- Les pertes dans le régulateur

L'ensemble de ces pertes est estimé à partir de la relation suivante :

$$P_{exc} = U_b I_{exc} \quad (I.9)$$

$I_{exc}$  : Courant d'excitation  
 $U_b$  : Tension aux bornes de la batterie

Les pertes Joule au rotor s'expriment par :

$$P_j = R_{bob} I_{exc}^2 \quad (I.10)$$

$$\text{avec } R_{bob} = \rho(T) L_r \frac{N_r}{S_{fil}} \quad (I.11)$$

$\rho(T)$  : Résistivité du cuivre en fonction de la température pour  $\alpha = 0.0036$   
 $L_r$  : Longueur d'une spire  
 $N_r$  : Nombre de spires bobine  
 $S_{fil}$  : Section d'un fil

En ce qui concerne les pertes électriques bagues/balais, une chute de tension  $U_{bb}$  est enregistrée au niveau du collecteur entre un balai et une bague et équivaut à :

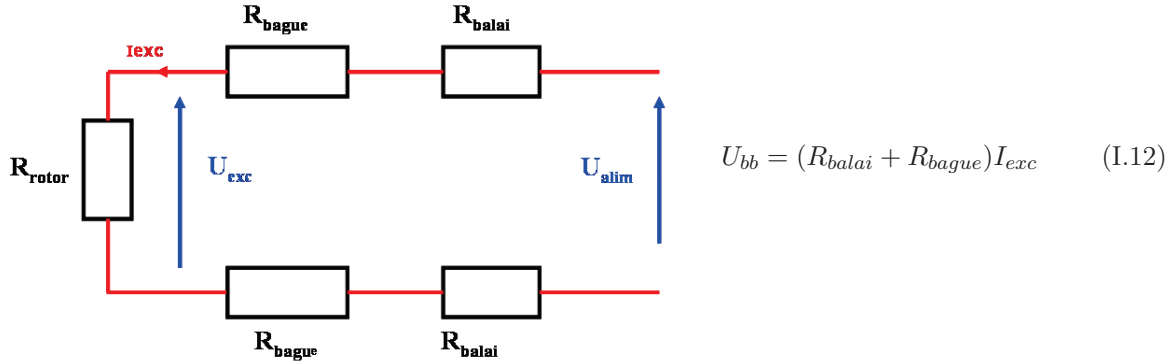


FIGURE I.12 – Le schéma électrique équivalent du système bague/balai

Les pertes électriques sont calculées d'après l'expression :

$$P_{elec} = 2U_{bb}^2 / (R_{balai} + R_{bague}) \quad (I.13)$$

Les pertes par frottement du couple bague/balai sont évaluées via la relation :

$$P_{bb} = 2U_{bb} I_{exc} \quad (I.14)$$

#### I.2.c-iv Pertes mécaniques et aérauliques

Les pertes mécaniques correspondent à la somme des pertes dans les roulements avant, arrière et aux frottements entre les bagues et les balais.

Les pertes dans les roulements dépendent des paramètres suivants :

- La charge appliquée sur le roulement.

- Le type et la taille du roulement.
- La vitesse de rotation jusqu'à 18000tr/min.
- Les propriétés et la quantité de lubrifiant.

Les pertes aérauliques sont le résultat de la rotation des roues polaires d'une part et celles des ventilateurs d'autre part.

Par exemple, les pertes aérauliques liées uniquement à la rotation des roues polaires peuvent atteindre jusqu'à 500W à 16000tr/min.

Les pertes aérauliques générées par la rotation des ventilateurs deviennent significatives à partir de 6000tr/min. Ces dernières évoluent au cube de la vitesse.

Une méthode expérimentale d'estimation des pertes mécaniques et aérauliques consiste à mettre en rotation le rotor sans excitation magnétique (courant d'excitation, aimants permanents) et à mesurer le couple  $C_{arbre}$  des pertes associées.

Les pertes magnétiques sont déterminées à partir de la relation :

$$P_{meca} = C_{arbre} \cdot \Omega \quad (\text{I.15})$$

où  $C_{arbre}$  est exprimé en N.m et  $\Omega$  en rad/s.

Avec cette méthode, il est difficile de séparer les pertes mécaniques des pertes aérauliques.

### I.2.c-v Pertes fer

**I.2.c-v.1 Modélisation des pertes fer de la machine** La modélisation des pertes fer tente de décrire des phénomènes à l'échelle microscopique (déplacement des parois de Bloch sous un champ magnétique, variation des propriétés des matériaux) à partir de considérations macroscopiques (induction globale, température...).

Dans un premier temps, le matériau ferromagnétique (échantillon) est caractérisé par sa courbe  $B(H)$  dans le cadre de la méthode normalisée d'Epstein pour différents types de signaux magnétiques (sinus triangle, modulation de de largeur d'impulsion...).

Pour les machines, ces modèles sont ensuite couplés à des modèles magnétiques afin de tenir compte des formes d'ondes de l'induction dans les parties magnétiques de la machine.

Parmi l'ensemble des modélisations, deux approches différentes sont proposées, une approche locale et une approche globale.

**Modélisation de Bertotti [19], approche globale** Le modèle de Bertotti décompose les pertes fer ( $W/m^3$ ) en perte par hystérésis et pertes dynamiques. Ces pertes dynamiques correspondent aux pertes par courant de Foucault et aux pertes supplémentaires.

Ainsi, les pertes fer s'expriment suivant :

$$P_{fer} = K_H \cdot f \cdot B_m^\alpha + \frac{e}{12\rho T} \int_0^T \left(\frac{dB}{dt}\right)^2 dt + K_E \frac{1}{T} \int_0^T \left(\frac{dB}{dt}\right)^{3/2} dt \quad (\text{I.16})$$

$K_H, K_E$ et $\alpha$	: Coefficients obtenus à partir de mesures expérimentales à une fréquence fixée
$e$	: Épaisseur de tôle
$\rho$	: Résistivité du matériau
$T$	: Période électrique

La méthode est assez rapide. Néanmoins, les pertes par hystérésis sont estimées à partir d'une valeur crête de l'induction. Or, en toute rigueur, il faudrait utiliser la forme d'onde de l'induction. Par conséquent, le modèle semble être peu précis dans le cadre de notre application.

**Le modèle LS [18], approche locale** Le modèle LS est basé sur la construction du cycle statique et dynamique  $B(H)$  retranscrivant le comportement magnétique du matériau en fonction de la forme d'onde de l'induction magnétique et de sa fréquence. Kedous-Lebouc dans [20] donne un large panoramique de ces méthodes.

Le principe du modèle  $LS$  est de rassembler un certain nombre de caractérisation magnétique du matériau sous induction triangulaire afin de prendre en compte les aspects statiques et dynamiques du cycle d'hystérésis.

La figure I.13 montre un exemple de la surface  $H(B, dB/dt)$  extraite de [18] pour une induction magnétique de 1.75Tesla calculée par le modèle LS.

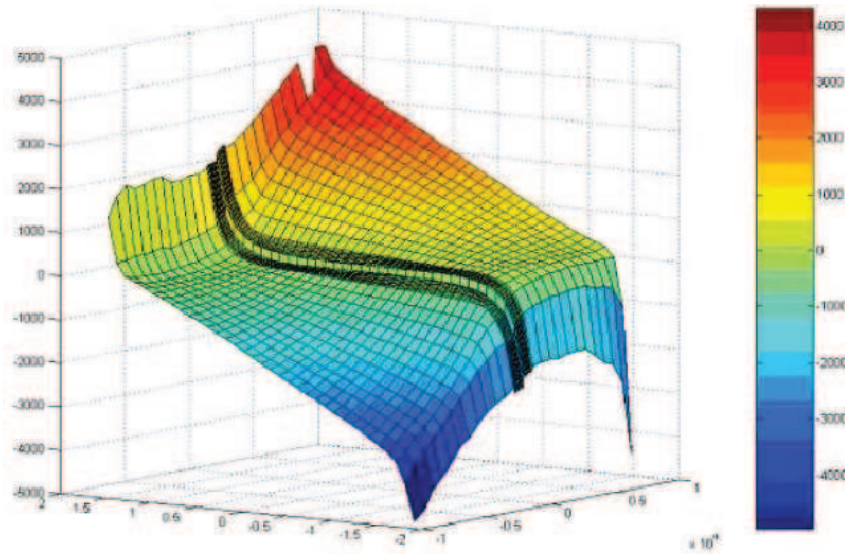


FIGURE I.13 – Surface  $H(B, dB/dt)$  pour une induction magnétique de 1.75Tesla calculée par le modèle LS

Ces types de modèle ont des précisions de l'ordre de 20% par rapport aux mesures expérimentales.

De plus, ces approches ne tiennent pas compte des contraintes thermiques et mécaniques dans l'estimation des pertes fer, ce qui peut, dans certains cas, occasionner des erreurs plus importantes.

Pour notre machine, dans le stator ferromagnétique, l'induction, du fait des propriétés 3D de la machine, a une composante axiale dans le sens perpendiculaire au laminage des tôles FeSi.

La figure I.14 montre une représentation des lignes de champ dans la culasse.

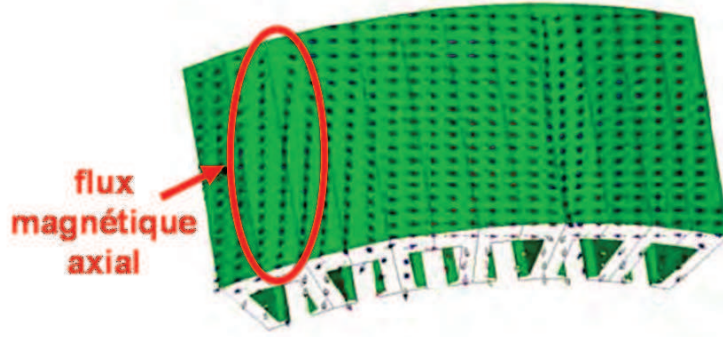


FIGURE I.14 – La composante axiale du flux magnétique dans le stator

Flux 3D [31], dans une approche numérique, permet de tenir compte de la composante axiale et du laminage dans l'estimation des pertes au stator.

Il est également difficile de pouvoir séparer les pertes fer par courants de Foucault (obtenues expérimentalement) au rotor et au stator. Les problèmes rencontrés sont principalement d'ordre numérique.

Les courants de Foucault sont principalement localisés en surface des griffes rotoriques à l'épaisseur de peau  $\delta = \sqrt{\frac{2}{\sigma\omega\mu}}$ . En considérant la résistivité et la perméabilité comme constantes, l'épaisseur de peau devient faible à mesure que la fréquence augmente. Il est nécessaire d'affiner le maillage, ce qui augmente le temps de simulation et génère des problèmes de convergence numérique.

Dans la suite, ni le modèle de Bertotti ni le modèle LS ne sont utilisés pour le bilan énergétique. La méthode de séparation des pertes expérimentales est présentée.

**I.2.c-v.2 Obtention des pertes par une méthodologie expérimentale** Actuellement, la méthode la plus fiable en vue d'estimer les pertes fer est la méthode de séparation des pertes expérimentales.

Sur banc d'essai, la méthode consiste à mesurer le couple  $C_{arbre}$  sur l'arbre de façon à estimer la puissance totale absorbée. Ensuite, sont retranchées les pertes Joule au stator et les pertes mécaniques pour évaluer les pertes fer.

La figure I.15 décrit la procédure expérimentale d'estimation des pertes fer à vide. Cette méthodologie est également valable en charge.

Les différents essais sont réalisés à vide sur un banc d'essai à faible couple. Dans le cas réel (essai en charge), la charge ainsi que le pont engendrent des perturbations de l'induction magnétique dans la machine. Ces harmoniques génèrent des pertes fer supplémentaires.



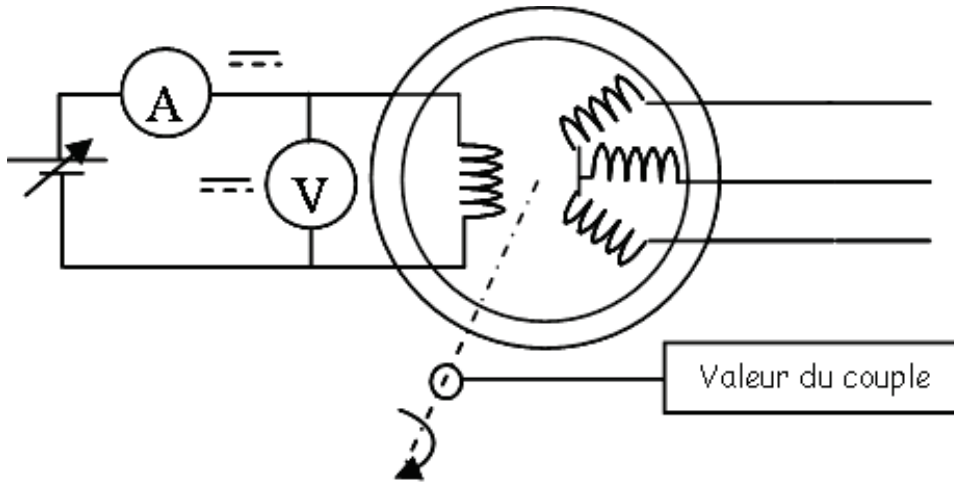


FIGURE I.15 – Évaluation des pertes fer à vide (schéma électrique)

Pour une vitesse de rotation fixée, un courant d'excitation entre 0 et 6A est introduit au rotor. Pour chaque courant d'excitation, le couple direct d'entraînement est relevé. Le même essai est réalisé pour d'autres vitesses de rotation (la plage de vitesse s'échelonne entre 1000 et 12000tr/min).

Un problème est soulevé à basse vitesse et concerne la rémanence des aimants et du fer du fait d'une magnétisation antérieure de la machine. Ainsi, pour des courants d'excitation faibles, l'état magnétique de la machine est telle que les pertes fer sont surévaluées. Sur la figure I.16, la courbe des pertes fer pour un courant de 1,1A montre ce phénomène.

Dans le bilan énergétique, sont comptées les pertes mécaniques (pertes dans les roulements et aérauliques) et les pertes fer. Par contre, les pertes Joules rotoriques ne sont pas considérées dans le bilan énergétique car elles ne prélèvent aucun couple sur l'arbre moteur. Ainsi, dans la séparation des pertes, le bilan s'écrit :

$$P = C_{arbre} \cdot \Omega \quad (\text{I.17})$$

D'autre part,

$$P_{totale} = P_{fer} + P_{meca} \quad (\text{I.18})$$

Soit,

$$P_{fer} = P - P_{meca} \quad (\text{I.19})$$

La figure I.16 montre les pertes fer à vide expérimentales obtenues après l'étude du bilan énergétique.

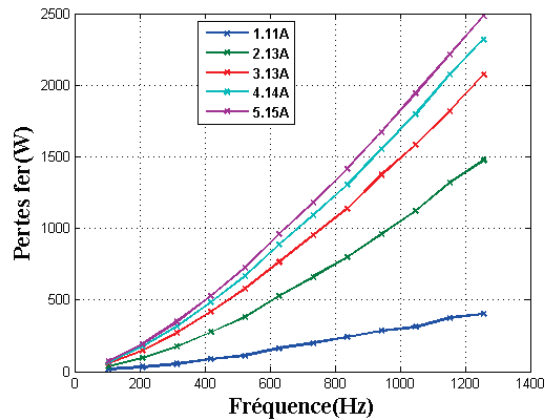


FIGURE I.16 – Les pertes fer à vide de la machine en fonction de la fréquence

Cette procédure expérimentale ne permet pas de séparer les pertes fer au rotor et au stator. Dans la suite, le bilan énergétique de la machine est toujours établi à partir de cette méthode.

### I.2.d Moyens de refroidissement

Du point de vue aéraulique, la machine à griffes est considérée comme une machine à autoventilation interne.

Le refroidissement de celle-ci est assuré à l'aide de deux ventilateurs situés à l'avant et à l'arrière de la machine et permettent l'évacuation de la chaleur à travers les ouvertures de sortie des paliers.

Ces ventilateurs qui appartiennent à une classe de turbomachine sont constitués classiquement d'une roue munie d'aubes et sont mis en rotation (solidaires des roues polaires) via l'entraînement de la poulie.

Les têtes de bobine constituent la plus importante source de chaleur de la machine par effet Joule (à hauteur de 70% suivant le tableau I.1). Ainsi, le flux d'air (induit par la rotation des ventilateurs) doit être dirigé en direction des têtes de bobine de telle manière à pouvoir évacuer une grande quantité de chaleur. De même, le pont de diodes (dont les limites en température sont basses) fixé à l'arrière de la machine doit être refroidi.

Les ventilateurs qui ont été choisis sont centrifuges et dans certains cas hélico-centrifuges.



FIGURE I.17 – Ventilateur simple



FIGURE I.18 – Ventilateur "Dual fan"

La figure I.19 présente le trajet du flux d'air à l'arrière de la machine. Celui-ci est aspiré dans la direction axiale et est refoulé radialement.

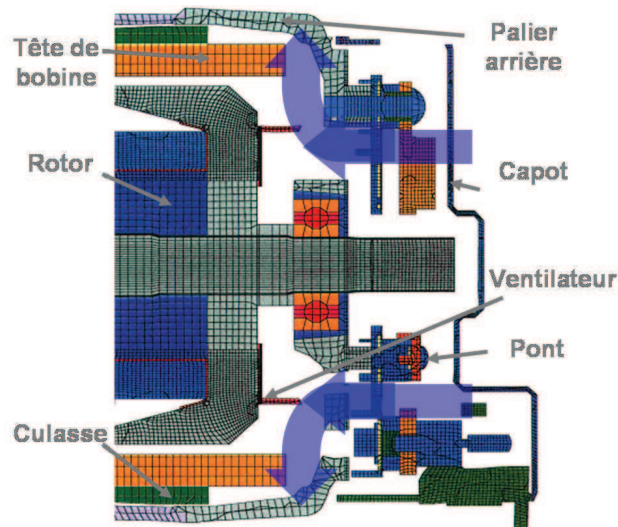


FIGURE I.19 – Le chemin du flux d'air à l'arrière de la machine

Les ventilateurs sont également asymétriques de façon à mieux répartir les harmoniques (minimiser le bruit aéraulique).

Pour chaque diamètre extérieur machine, un couple de ventilateurs (avant et arrière) est dimensionné. Dans la majorité des cas, les pâles sont concaves (garantissent un meilleur débit aéraulique).

Le nombre de pâles est limité par les contraintes mécaniques du procédé de fabrication des ventilateurs et celles liées au bruit aéraulique.

Les figures I.17 et I.18 présentent respectivement un ventilateur avant et le double ventilateur arrière (dual fan).

### I.2.e Bases du dimensionnement thermo-électrique de la machine

Le dimensionnement thermo-électrique est une étape fondamentale dans la réalisation et la validité d'un alternateur à griffes. Il doit garantir un débit électrique dans un environnement thermique spécifique.

Dans le dimensionnement actuel (chez VALEO), la première étape consiste à définir le circuit magnétique de la machine afin d'obtenir le débit électrique souhaité. Ensuite, un retour d'expérience sur prototype réel est nécessaire de façon à évaluer les caractéristiques thermiques de l'alternateur et l'impact sur les performances électriques.

Illustrons la méthodologie utilisée. Ceci permettra d'évaluer l'influence de paramètres sur les performances électriques de la machine.

Comme il a été dit précédemment, la magnétisation de la machine en mode alternateur est permise par le passage du courant d'excitation à travers la bobine rotorique.

D'autre part, et c'est un mode de fonctionnement du système alternateur, l'asservissement aux bornes de la bobine rotorique est une régulation en tension (la tension d'excitation  $U_{ext}$  est maintenue). Le courant d'excitation est donc imposé par la résistance du bobinage

$R_{bob}$  en considérant la relation  $I_{ext} = \frac{U_{ext}}{R_{bob}}$ .

Cette même résistance, pour un point de fonctionnement donné de la machine et qui dépend de la température, joue un rôle prépondérant dans l'état magnétique de la machine.

En considérant le bilan énergétique au niveau de la bobine rotorique, l'échauffement est le résultat des pertes Joule conséquence du passage du courant d'excitation dans l'enroulement et du flux de chaleur issu du stator (le stator est plus chaud que le rotor).

Pour augmenter le courant d'excitation, une des possibilités est de diminuer la résistance rotorique. Puisque  $R_{bob} = \frac{\rho l}{S}$ , cela revient à augmenter la section de fil de cuivre (diamètre du fil) ou à abaisser la longueur (le nombre de spire rotorique). Diminuer le nombre de spires revient à sacrifier le nombre d'ampère tours et par voie de conséquence les performances électriques de la machine.

L'augmentation du débit électrique (ou du flux utile) implique une augmentation des pertes Joule et des pertes électromagnétiques (ou pertes fer) au stator.

Dans le meilleur des cas, cette augmentation a pour conséquence une chute des performances électriques en impactant le courant d'excitation rotorique (le flux de chaleur du stator régule ce dernier). Afin d'avoir plus de flux utile, par exemple, les échanges thermiques rotor/stator peuvent être limités en intensifiant l'écoulement d'air axial.

Dans le pire des cas, un échauffement statorique conséquent implique que la limite thermique de la machine est atteinte. Il devient alors impératif d'avoir une meilleure évacuation de la chaleur.

On voit tout l'intérêt d'un pré-dimensionnement thermique. Celui-ci permet d'évaluer les performances de dissipation du système de refroidissement et d'estimer les pertes maximums que peut supporter la machine. Ensuite, le circuit électromagnétique peut être défini. Cette démarche contribue à gagner du temps dans un contexte industriel exigeant et avoir une plus grande précision pendant la phase de conception des machines (assurer un débit électrique).

## I.3 Moyens de modéliser les machines électriques du point de vue aéro-thermique

### I.3.a Description de la méthode nodale

Le principe de la méthode nodale est de discrétiser un système physique en un certain nombre de volumes élémentaires supposés isothermes et de leur attribuer un noeud où sera calculé la température.

Chaque noeud  $i$  peut échanger de l'énergie avec un ensemble de noeuds  $j$  représentant son environnement par conduction, convection, rayonnement et est potentiellement relié à une source de chaleur.

L'analyse de ces échanges conduit à mettre en place un réseau de connexions entre les noeuds que l'on peut comparer à un maillage éléments fini de type orthogonal.

La méthode nodale repose sur une analogie thermique/électrique. Le réseau de mailles

matérialisant les connexions entre noeuds est analogue à un schéma électrique équivalent où les éléments de conduction et de convection sont représentés par des résistances, les capacités calorifiques par des condensateurs et les sources de chaleur par des générateurs de courant.

Dans tout modèle nodal, chaque noeud doit correspondre à au moins un matériau. Plus le nombre de noeud est important et plus la discrétisation est affinée.

En présence d'un fort gradient de température dans l'élément, il est nécessaire d'augmenter le nombre de noeuds sous peine de générer des erreurs.

Le manque de précision des résultats peut être également liée à des conditions limites mal connues, à des contacts entre solides aléatoires ou à certaines hétérogénéités.

### I.3.a-i Types de transfert thermique et modélisation

**I.3.a-i.1 Conduction** La conduction caractérise le phénomène de transfert de chaleur au sein d'un solide ou d'un fluide au repos. Suivant la loi de Fourier, le vecteur densité de flux thermique  $\vec{\phi}$  s'écrit :

$$\vec{\phi} = -\lambda \cdot \overrightarrow{\text{grad}} T \quad (\text{I.20})$$

$\lambda$  : Conductivité thermique

$T$  : Température

Plus la conductivité thermique du matériau est élevée, plus le matériau conduit la chaleur.

Dans un réseau nodal, la conductance thermique de conduction est définie entre le noeud  $i$  et le noeud  $j$  entre deux éléments de conductivité  $\lambda_i$  et  $\lambda_j$ .

$$G_{i,jcd} = \frac{S_{i,j}}{\frac{l_i}{\lambda_i} + \frac{l_j}{\lambda_j}} \quad (\text{I.21})$$

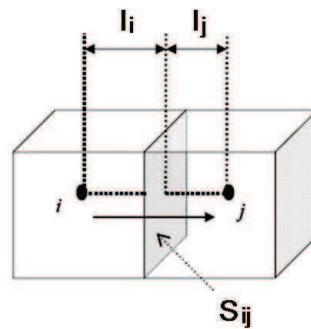


FIGURE I.20 – Conductance thermique axiale entre 2 éléments

$S_{i,j}$  représente la section de passage du flux thermique entre  $i$  et  $j$ .

$l_i, l_j$  représente les longueurs des volumes  $i$  et  $j$ .

$$G_{i,j} = \frac{\alpha E}{\frac{\ln(\frac{r_{ij}}{r_i})}{\lambda_i} + \frac{\ln(\frac{r_j}{r_{ij}})}{\lambda_j}} \quad (\text{I.22})$$

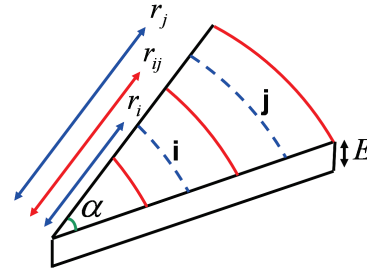


FIGURE I.21 – Conductance radiale entre 2 éléments

- $\alpha$  : Angle de découpage  
 $E$  : Épaisseur  
 $r_i, r_j, r_{ij}$  : Rayons i, j et moyen

Dans le cas d'un flux conductif axial (figure I.20), la formule I.21 caractérise la mise en série de deux conductances thermiques de conduction l'une dans l'élément  $i$  et l'autre dans l'élément  $j$  avec les conductivités thermiques  $\lambda_i$  et  $\lambda_j$  et la surface équivalente  $S_{i,j}$ . Dans le cas où le flux thermique est radial (figure I.21), l'expression de la conductance thermique est définie par I.22.

La conductance fluide caractérise les échanges thermiques ayant lieu au sein d'un fluide. Soit un écoulement dans une tubulure de fluide incompressible (figure I.22). L'isotherme du fluide  $j$  reçoit un flux énergétique de l'isotherme  $i$  dont la valeur est  $\dot{m} \cdot C_p \cdot T_i$  et cède au noeud  $k$  un flux  $\dot{m} \cdot C_p \cdot T_j$ . Ainsi, sur le noeud  $j$ , le bilan énergétique s'écrit :

$$\Phi = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_i - T_j) \quad (\text{I.23})$$

L'expression de la conductance fluide est :

$$G_{i,j} = \dot{m} \cdot C_p \quad (\text{I.24})$$

avec  $\dot{m}$  le débit massique et  $C_p$  la capacité calorifique massique.

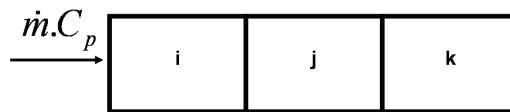


FIGURE I.22 – Conductance fluide

La détermination des conductances fluidiques nécessite la connaissance des débits circulant dans la machine. Dans le modèle analytique, le sens du flux d'air est dans le même sens que le flux de chaleur.

**I.3.a-i.2 Convection** La convection traduit les échanges de chaleur entre la surface d'un solide et un fluide.

Lorsque le mouvement du fluide est uniquement le résultat d'un gradient de température entre le fluide et la surface du solide, on dit que les transferts sont des transferts par convection naturelle. Si le fluide est mis en mouvement par un phénomène extérieur (rotation d'un ventilateur), on parle de convection forcée.

Dans le réseau nodal, en régime permanent, les transferts thermiques de convection sont modélisés via la relation introduisant  $\phi$  le flux thermique :

$$\phi = h_c S (T_p - T_f) \quad (\text{I.25})$$

$h_c$  représente le coefficient d'échange entre la paroi et le fluide  
 $S$  représente la surface du solide  
 $T_p$  représente la température de paroi  
 $T_f$  représente la température du fluide

La conductance de convection est définie suivant la relation  $G_{conv} = h_c S$ .

D'une manière générale, le coefficient d'échange est fonction du type d'écoulement (laminaire, turbulent), des propriétés physiques du fluide et de la géométrie du système. Pour l'estimer, des nombres adimensionnels sont utilisés :

- Nombre de Nusselt  $Nu$ , rapport entre les coefficients de transfert de chaleur par convection et par conduction au niveau de la surface du solide :

$$Nu = \frac{hL}{\lambda} \quad (\text{I.26})$$

$L$  est une longueur caractéristique de l'écoulement (hauteur, diamètre).

Par exemple, pour une plaque plane, la longueur caractéristique correspond à la longueur de plaque.

Un nombre de Nusselt proche de 1 caractérise un régime laminaire tandis qu'il est turbulent pour des valeurs comprises entre 100 et 1000.

- Nombre de Prandtl, rapport entre viscosité cinématique  $\nu$  et la diffusivité thermique  $\alpha$  :

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu C_m}{\lambda} \quad (\text{I.27})$$

$\mu$  : Viscosité dynamique  
 $C_m$  : Capacité calorifique

- Nombre de Grashof, rapport entre l'effet de flottaison par force motrice d'Archimède et l'effet résistif de l'écoulement :

$$Gr = \frac{g\beta L^3 (T_p - T_f)}{\nu^2} \quad (\text{I.28})$$

- $g$  : Accélération de pesanteur
- $\beta$  : Coefficient d'expansion thermique
- $\nu$  : Viscosité cinématique
- $L$  : Longueur caractéristique

- Nombre de Reynolds permet de connaître le type d'écoulement :

$$Re = \frac{\rho UL}{\mu} \tag{I.29}$$

où  $U$  est la vitesse moyenne du fluide en m/s.

L'écoulement est considéré turbulent à partir d'une valeur critique du nombre de Reynolds de l'ordre de 2300 pour un écoulement dans un guide et 300000 pour un écoulement externe. Dans le cas contraire, l'écoulement est considéré laminaire.

**I.3.a-i.3 Rayonnement** Le rayonnement thermique se caractérise par un transfert d'énergie sans support matériel (rayonnement électromagnétique composé de longueur d'ondes différentes et dont l'intensité dépend de la température du corps).

La puissance rayonnée  $P_r$  pour un corps opaque chaud de température  $T$  (en kelvin) par rapport à l'air ambiant de température  $T_{amb}$  est donnée par la relation de Stefan-Boltzmann :

$$P_r = \epsilon \sigma S (T^4 - T_{amb}^4) \tag{I.30}$$

- $\epsilon$  : Émissivité de la surface
- $\sigma$  : Constante de Stefan Boltzmann
- $S$  : Surface limite entre le corps chaud et le milieu ambiant

L'échange de chaleur est d'autant plus important que la différence de température du corps est grande par rapport à celle de l'air.

Dans le cadre de la théorie des réseaux nodaux, cet échange est pris en compte par une conductance thermique équivalente  $G_{ray}$  associée à la détermination d'un coefficient d'échange par radiation  $h_r$  :

$$G_{ray} = h_r S \text{ et } h_r = \epsilon \sigma (T^2 - T_{amb}^2)(T + T_{amb}) \tag{I.31}$$

Pour un corps mat, l'émissivité est comprise entre 0,7 et 0,8.

Pour l'intégralité de l'étude, le rayonnement est négligé.

**I.3.a-ii Mise en place du modèle et résolution**

**I.3.a-ii.1 Équation de la chaleur** L'équation phénoménologique de la chaleur relative à un volume infinitésimal permet d'écrire :

$$\rho C \frac{\partial T}{\partial t} d\tau + div(\Phi) d\tau = P d\tau \tag{I.32}$$



$\frac{\partial T}{\partial t}$  est le taux de variation de l'énergie stockée dans  $d\tau$   
 $div(\Phi)$  est le flux sortant de  $d\tau$   
 $Pd\tau$  est le flux d'énergie générée

En intégrant cette expression sur un volume  $V_i$  à température  $T_i$ , le bilan énergétique s'écrit :

$$C_{p_i} \frac{\partial T_i}{\partial t} = \Phi_{CONDUCTION} + \Phi_{FLUIDE} + \Phi_{CONVECTION} + \Phi_{RAYONNEMENT} + P_i \quad (I.33)$$

$C_{p_i}$  est la capacité calorifique du volume  $V_i$   
 $P_i$  est la source de flux dissipé dans le volume  $V_i$

$\Phi_{CONDUCTION}$ ,  $\Phi_{FLUIDE}$ ,  $\Phi_{CONVECTION}$  et  $\Phi_{RAYONNEMENT}$  sont les flux échangés entre  $V_i$  et son environnement par conduction, transport fluidique, convection et rayonnement.

En régime permanent (ou stabilisé), en considérant les conditions limites à plusieurs milieux fluides convectifs indicés  $k$  et en nombre total  $P$  dans un système de  $N$  noeuds, l'équation de la chaleur devient :

$$\left[ \sum_{j=1}^N G_{i,j} + \sum_{k=1}^P G_{i,ext_k} T_{ext_k} \right] T_i - \sum_{j=1}^N G_{i,j} T_j = P_i + \sum_{k=1}^P G_{i,ext_k} T_{ext_k} \quad (I.34)$$

**I.3.a-ii.2 Expression du modèle thermique et utilisation** L'équation précédente doit être résolue pour chaque zone  $i$ .

Le système d'équation à résoudre se résume donc à la formulation linéaire  $[G][T] = [P]$  où  $[G]$  est appelée matrice de conductance et  $[P]$  est un vecteur de puissance prenant en compte la convection avec les milieux extérieurs :

$$[G] = \begin{pmatrix} \sum_j G_{1,j} + \sum_{k=1}^P G_{1,ext_k} & \dots & \dots & -G_{1,j} & \dots & \dots & -G_{1,N} \\ \vdots & \ddots & & & & & \vdots \\ \vdots & & \ddots & & & & \vdots \\ -G_{i,1} & \dots & \dots & \sum_j G_{i,j} + \sum_{k=1}^P G_{i,ext_k} & \dots & \dots & -G_{i,N} \\ \vdots & & & & \ddots & & \vdots \\ \vdots & & & & & \ddots & \vdots \\ G_{N,1} & \dots & \dots & -G_{N,j} & \dots & \dots & \sum_j G_{N,j} + \sum_{k=1}^P G_{N,ext_k} \end{pmatrix} \quad (I.35)$$

Les conductances  $G(i, j)$  sont presque toutes nulles. Ce terme n'est non nul que pour les zones  $i$  et  $j$  voisines.

D'autre part, étant donné la forme des conductances  $G(i, j) = G(j, i)$ , la matrice  $[G]$  est symétrique.

Chaque noeud surfacique n'étant lié qu'à un fluide, le terme  $\sum_{k=1}^P G_{i,ext_k}$  revient à chercher la condition limite (condition de Dirichlet) qui lui est associée.

Le vecteur des températures  $T$  et le vecteur  $P$  des puissances s'écrivent de la façon suivante :

$$[T] = \begin{pmatrix} T_1 \\ \vdots \\ T_i \\ \vdots \\ T_n \end{pmatrix} \quad \text{et} \quad [P] = \begin{pmatrix} P_1 + G_{1,ext_1}T_{ext_1} + \dots + G_{1,ext_p}T_{ext_p} \\ \vdots \\ P_i + G_{i,ext_1}T_{ext_1} + \dots + G_{i,ext_p}T_{ext_p} \\ \vdots \\ P_N + G_{N,ext_1}T_{ext_1} + \dots + G_{N,ext_p}T_{ext_p} \end{pmatrix} \quad (I.36)$$

Pour obtenir les champs de température inconnus  $[T]$  , il suffit de résoudre le système d'équations :

$$[G][T] = [P] \quad (I.37)$$

La résolution d'une modélisation nodale se résume donc à la recherche des grandeurs constituant la matrice  $[G]$  et le vecteur  $[P]$ .

### I.3.b Modélisation thermique des machines électriques

#### I.3.b-i Intérêt pour les méthodes analytiques

Les modèles thermiques des machines sont le plus souvent basés sur une méthodologie nodale. Cette dernière est assez simple d'utilisation et les temps de calcul de ce type de modèle sont très faibles en comparaison avec les méthodes telles que les éléments finis.

Pour justifier de l'intérêt pour ces méthodes analytiques, les études thermiques suivantes des machines sont présentées.

Les travaux de Renard [23] et Trigeol [13], en utilisant le logiciel ESACAP, ont utilisé un réseau nodal pour décrire respectivement l'alternateur-démarrateur intégré "ADI" (figure I.23) et une machine asynchrone à deux pôles.

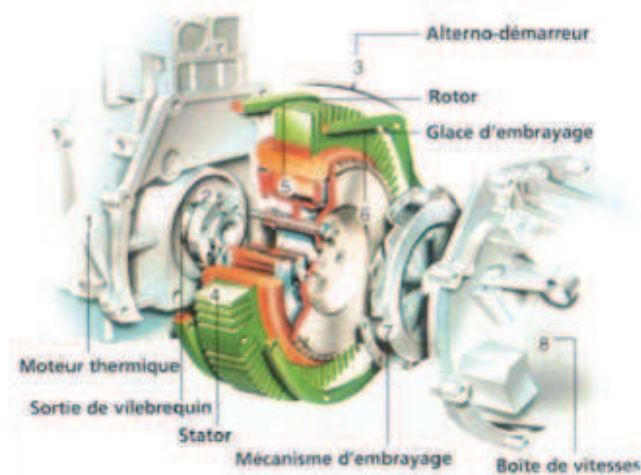


FIGURE I.23 – Alternateur-démarrateur intégré (ADI)

Lindström [22] et Saari [25] ont également réalisé un modèle thermique respectivement pour une machine électrique à aimant permanent refroidie par eau et pour une machine électrique à induction.

Fasquel [26], à l'aide du logiciel SAM (Simulation Aérothermique des machines électriques), a eu recours à une discrétisation nodale sur un moteur asynchrone de traction ferroviaire (machine asynchrone).

Enfin, le logiciel Motorcad [9], au travers d'une méthodologie nodale, permet d'utiliser des modèles thermiques de plusieurs machines et notamment de la machine à griffes.

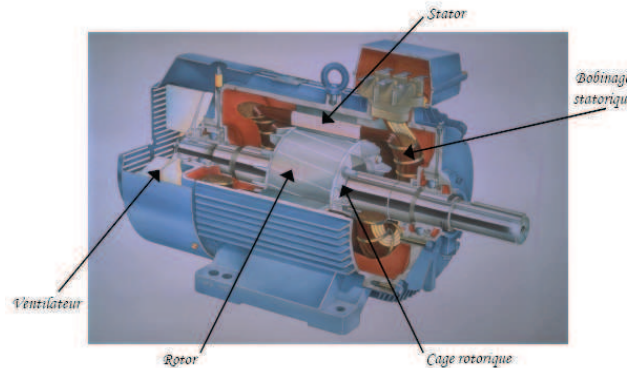


FIGURE I.24 – La machine asynchrone de Fasquel

### I.3.b-ii Transferts convectifs

Le réseau convectif qui comprend les échanges convectifs entre l'air et les éléments de la machine est caractérisé à partir de corrélations. Ces corrélations sont déterminées soit à partir de la bibliographie, soit à partir d'essais expérimentaux bien choisis (difficile à réaliser) ou encore à partir d'une modélisation numérique.

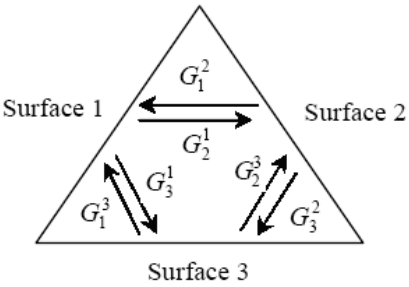
Fasquel [26] a établi, à partir d'un modèle numérique, des corrélations de coefficients d'échange pour les éléments des cavités fermées avant et arrière pour différentes vitesses de la machine. Pour l'application, le système de refroidissement utilisé est un brasseur qui permet de faire circuler l'air à l'intérieur de la machine. Dans l'étude, on retient notamment les transferts de chaleur convectifs sur les développantes qui peuvent s'apparenter aux têtes de bobine (dans leur composition) de la machine à griffes et la description originale des écoulements dans les canaux rotoriques.

Renard [23] et Trigeol [13] ont également étudié des écoulements confinés dans des cavités avant et arrière fermées.

Dans le cas des cavités de Renard, le refroidissement est uniquement assuré par des ailettes situées sur le palier (pas de ventilateur). Par conséquent, les échanges autour des têtes de bobine sont essentiellement de type convection naturelle.

D'autre part, Renard propose une méthodologie (problème à plusieurs sources) afin de modéliser les échanges convectifs au sein des cavités à géométrie complexe c'est à dire avec des parois (supérieures à 3) à des températures différentes séparées par un fluide. Cette

méthode s'appuie sur une démarche de superposition de problèmes élémentaires. Tout ce qui se rapporte au fluide confiné dans la cavité (et entouré par les différentes parois) est traité très précisément à partir d'un modèle numérique. Les résultats sont ensuite synthétisés sous forme de conductances ou coefficient d'influence. Par exemple, en considérant un problème à trois sources, le schéma suivant indique l'ensemble des couplages existant entre les parois.

$$\begin{pmatrix} -\sum_j G_{1,j} & G_{1,2} & G_{1,3} \\ G_{2,1} & -\sum_j G_{2,j} & G_{2,3} \\ G_{3,1} & G_{3,2} & -\sum_j G_{3,j} \end{pmatrix} \quad (I.38)$$


Les conductances  $G_i^j$  traduisent l'échange de chaleur entre deux parois :

$$[G_i^j] = [a_i^j] \cdot S_i \quad (I.39)$$

- $a_i^j$  : Coefficient d'influence de la surface  $j$  sur la surface  $i$
- $S_i$  : Surface  $i$

Dans les cavités de Trigeol, une méthode identique à celle de Renard a été utilisée (problème à plusieurs sources). Pour cette application, le système de refroidissement utilisé est un ventilateur axial externe. Le modèle une fois établi est utilisé pour estimer des pertes dans la machine à partir de méthodes inverses.

Motorcad [9] (figure I.25), pour décrire le réseau convectif, utilise un certain nombre de corrélations élémentaires. Dans le modèle, une caractéristique ventilateur doit être choisie pour paramétrer le refroidissement de la machine.

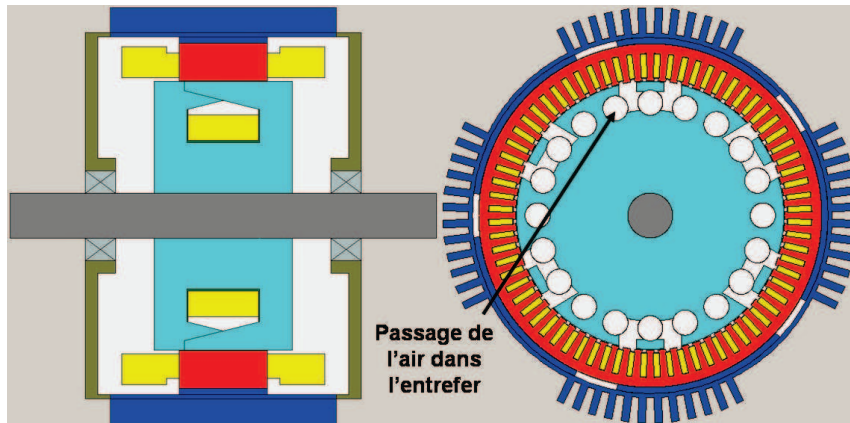


FIGURE I.25 – Vues du modèle de la machine à griffes développé sur Motorcad

### I.3.c Travaux de modélisation aéro-thermique des alternateurs à griffes

La figure I.26 présente l'évolution des études aéro-thermiques réalisées.

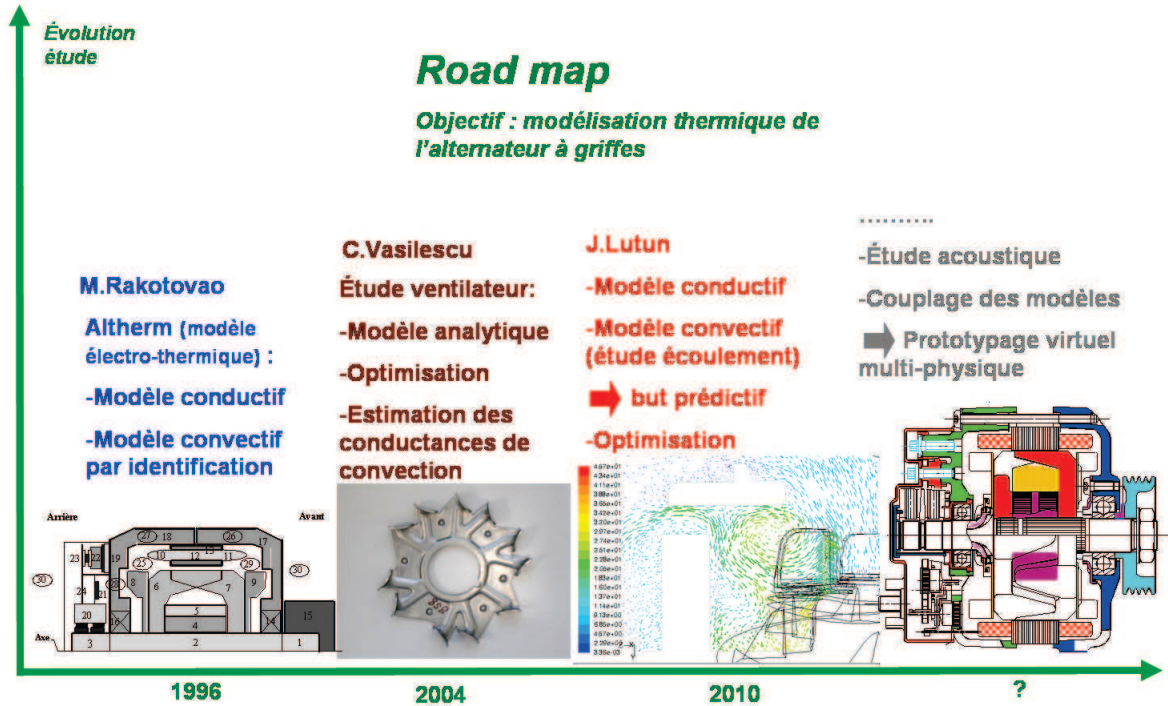


FIGURE I.26 – Évolution des études thermiques VALEO

#### I.3.c-i Modélisation analytique du système de refroidissement

Cette partie s'appuie essentiellement sur les travaux de Vasilescu [6]. Afin de présenter les résultats, la théorie des ventilateurs est illustrée.

##### I.3.c-i.1 Théorie d'Euler

**Descriptif de l'écoulement** Selon la théorie d'Euler, en présence d'aubages animés d'un mouvement de rotation et en considérant une particule de fluide, la vitesse absolue  $\vec{c}$  dans un référentiel fixe est définie comme la somme de sa vitesse relative  $\vec{w}$  dans un référentiel mobile et de sa vitesse d'entraînement  $\vec{u}$ .

A chaque instant, pour la particule de fluide considérée, la relation vectorielle est vérifiée :

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w} \quad (\text{I.40})$$

Dans l'écoulement, deux zones distinctes sont caractérisées, une zone visqueuse souvent proche des parois (ou couche limite) et une zone où l'écoulement est considéré comme parfait.

L'écoulement absolu est supposé permanent, axisymétrique à l'entrée de la roue et cette

dernière possède un nombre infini de pâles régulièrement espacées. De ce fait, en considérant toujours le fluide parfait, l'écoulement en sortie de roue est également permanent et axisymétrique.

De plus, l'écoulement absolu est irrotationnel, tandis que l'écoulement relatif est clairement rotationnel. Ceci se traduit par la relation suivante en introduisant le vecteur tourbillon relatif  $\vec{\omega}$  :

$$\nabla \times \vec{w} = -2\vec{\omega} \quad (\text{I.41})$$

L'existence du tourbillon relatif est à l'origine du glissement qui est particulièrement important dans la prévision des performances des machines centrifuges et hélico-centrifuges.

**Hauteur caractéristique théorique ventilateur** Dans le cas d'un fluide barotrope en champ gravitationnel, l'expression de l'équation dynamique en mouvement relatif s'écrit (Bakir et al [27]) :

$$-\nabla \left[ \int \frac{dp}{\rho} + gz + \frac{1}{2}(w^2 - u^2) \right] = (\nabla \times \vec{c}) \times \vec{w} \quad (\text{I.42})$$

avec  $p$  la pression,  $g$  la pesanteur et  $t$  le temps, simplifiée pour un écoulement absolu irrotationnel et un écoulement relatif permanent.

En supposant les termes liés à la pesanteur négligeables devant les autres termes et en introduisant l'enthalpie d'arrêt ou total  $H$  défini dans le cadre d'un écoulement isentropique, on a :

$$H = \int \frac{dp}{\rho} + \frac{1}{2}c^2 \quad (\text{I.43})$$

La hauteur totale représente donc l'altitude qu'atteindrait le fluide dans un état considéré de vitesse, d'altitude et de pression s'il était au repos ou à pression nulle sans aucune perte par frottement.

En utilisant l'équation I.42 et la figure I.27, la première forme cinématique de l'équation d'Euler des turbomachines s'écrit :

$$\Delta H = \frac{(c_2^2 - c_1^2) + (u_2^2 - u_1^2) + (w_1^2 - w_2^2)}{2} \quad (\text{I.44})$$

$c_1, u_1, w_1, r_1$  : Vitesse absolue, d'entraînement et relative en entrée de pale, rayon intérieur  
 $c_2, u_2, w_2, r_2$  : Vitesse absolue, d'entraînement et relative en sortie de pale, rayon extérieur

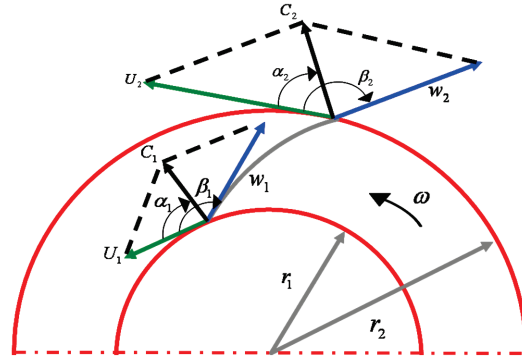


FIGURE I.27 – La cinématique dans un ventilateur

A partir du triangle des vitesses de la figure I.27, la deuxième forme cinématique de l'équation d'Euler s'écrit :

$$\Delta H = u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1 \quad (\text{I.45})$$

Cette relation fournit un certain nombre de renseignements quand au dimensionnement d'un ventilateur où la variation d'enthalpie est nécessairement positive ( $\Delta H > 0$ ).

- $c_2 \geq c_1$ , augmenter la vitesse absolue en sortie de pale.
- $u_2 \geq u_1$ , augmenter la vitesse d'entraînement
- $w_1 \geq w_2$ , limiter au maximum l'augmentation de la vitesse relative au cours de la traversée de la roue.

Il est à noter que pour qu'un ventilateur fonctionne, il n'est pas nécessaire que les trois inégalités soient vérifiées.

La plupart du temps, la hauteur totale d'élévation  $H_E$  (ou hauteur d'Euler) est utilisée au lieu de la variation d'enthalpie. Elle est définie par la relation :

$$\Delta H = g.H_E \quad (\text{I.46})$$

### I.3.c-i.2 Paramètres influençant les performances de la roue

**Impact des angles d'entrée et de sortie** Les paramètres angle d'entrée et de sortie conditionnent les performances aérauliques d'une roue de ventilateur isolée.

En utilisant la figure I.27, la hauteur d'Euler  $H_E$  s'écrit dans le repère absolu :

$$H_E = \frac{1}{g}(u_2^2 + u_2 w_2 \cos \beta_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1) \quad (\text{I.47})$$

Pour illustrer l'expression, les hypothèses suivantes sont conservées :

- L'écoulement relatif est axisymétrique pour un nombre infini de pales
- L'angle de centrifugation sur toute la longueur de la pale est tel que  $\delta = 90^\circ$
- L'écoulement en entrée de pale est défini sans prérotation soit  $\alpha_1 = 90^\circ$

La hauteur  $H_E$ , avec les hypothèses énoncées, dépend de l'angle  $\beta_2$ .



Elle est importante pour des angles  $\beta_2 \leq 90^\circ$ , ce qui se traduit par une forme de pôle inclinée vers l'avant.

De même, cette hauteur est peu conséquente pour des angles  $\beta_2 \geq 90^\circ$ . Dans ce cas, la forme de la pôle penche logiquement vers l'arrière.

En utilisant la conservation des débits à l'entrée et à la sortie de la roue telle que  $q_{deb} = 2\pi r_2 b_2 c_2 = 2\pi r_1 b_1 c_1$ , avec  $b_1$  et  $b_2$  les hauteurs (en m) des pâles mesurées respectivement à l'entrée et à la sortie, la hauteur d'Euler est mis sous la forme :

$$H_E = H_f + K q_v \tag{I.48}$$

Où  $H_f = \frac{u_2^2}{g}$  et  $K = \frac{u_2 q_{deb}}{2\pi r_2 b_2 \tan\beta_2 g}$ .

Pour une vitesse donnée, la caractéristique théorique hauteur-débit du ventilateur n'est autre qu'une droite dont la pente varie en fonction de l'angle de sortie de pôle.

Le signe de  $K$  dépend de la valeur de  $\beta_2$  ; il est négatif pour  $\beta_2 \geq 90^\circ$ , positif pour  $\beta_2 \leq 90^\circ$  et nul pour  $\beta_2 = 90^\circ$ .

La figure I.28 présente les droites obtenues dans chacun des cas.

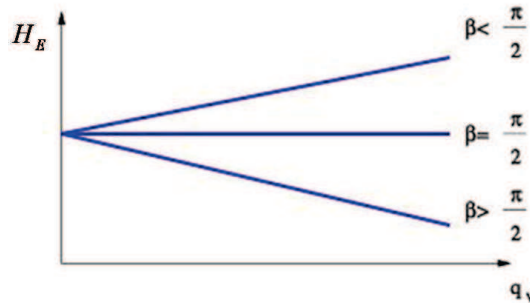


FIGURE I.28 – Caractéristique hauteur/débit d'un ventilateur centrifuge en fonction du sens de courbure des aubes

Si  $\alpha_1 \neq 90^\circ$ , la hauteur d'Euler théorique s'écrit :

$$H_E = H_{f_2} - H_{f_1} + (K_2 - K_1)q_{deb} \tag{I.49}$$

L'équation est une droite qui dépend cette fois des angles d'entrée et de sortie de pôle.

**Nombre de pâles fini et coefficient de glissement** Jusqu'ici, l'écoulement est décrit dans le cas d'un nombre d'aubes infini.

Si le nombre d'aubes est fini, la théorie d'Euler est insuffisante. En effet, les différences de pression au sein du fluide et son inertie peuvent modifier l'expression de la vitesse et donc du transfert d'énergie.

Suivant le sens de rotation de la roue, une partie de l'aube est en surpression et l'autre en dépression (figure I.29). La grandeur relative  $\vec{W}$  varie en sens inverse de la pression.



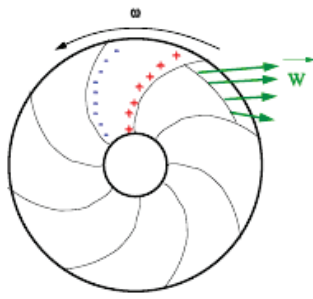


FIGURE I.29 – État des pressions sur les aubes

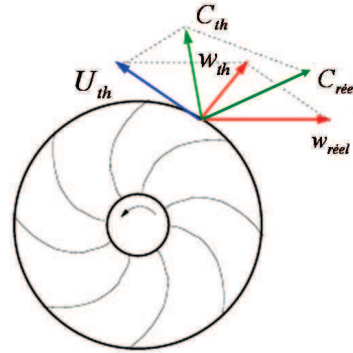


FIGURE I.30 – Distribution réelle des vitesses dans la roue

En rappelant que l'écoulement relatif est rotationnel, la vitesse relative entre deux aubes subit une déviation  $\delta$  par rapport à la direction théorique (figure I.30).

Afin de tenir compte de ce phénomène, le coefficient de glissement  $\sigma$  est introduit et correspond au rapport entre la composante azimutale de la vitesse absolue réelle et celle de la vitesse absolue dans un cadre idéal.

Ce coefficient qui dépend du nombre de pales  $Z$  est tel que :

$$H_p = \sigma H_E \quad (\text{I.50})$$

où  $H_p$  est la nouvelle hauteur caractéristique qui tient compte du glissement.

**Les pertes au sein du ventilateur** Si le fluide n'est pas parfait, l'écoulement s'établit avec des pertes. Ces pertes intrinsèques à la roue polaire sont de trois types, mécaniques, aérauliques et volumétriques.

Indépendamment des pertes dans le fluide, il faut ajouter l'impact de la forme du palier qui influe sur la hauteur caractéristique de la roue.

Une comparaison avec les turbomachines permettra, par la suite, de caractériser son influence .

**I.3.c-i.3 Turbomachine, modélisation, analogie avec les alternateurs** La turbomachine comprend les éléments suivants (figure I.31) :

- Le distributeur oriente le fluide à l'entrée de la roue.
- La roue transforme l'énergie mécanique en énergie cinétique et de pression. Une partie de cette énergie est dissipée en chaleur.
- Le diffuseur permet de transformer l'énergie cinétique en sortie de roue en énergie de pression.
- Le volute recueille le fluide le long d'un guide de section circulaire et en rotation pour lui donner un mouvement de translation. Il joue un rôle de collecteur.

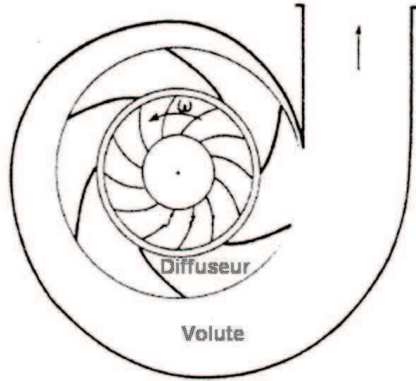


FIGURE I.31 – Description turbomachine

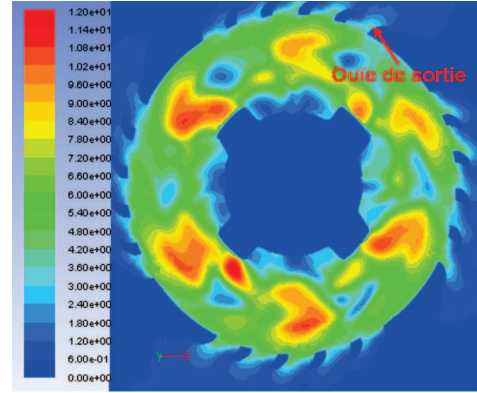


FIGURE I.32 – Coupe radiale de la machine

La figure I.32 présente le champs des vitesses sur une coupe radiale d'une cavité (avant ou arrière) de la machine.

Les ouïes de sortie jouent le rôle de diffuseur.

**Analogie des alternateurs avec les turbomachines** Les machines à griffes sont définies comme des turbomachines ouvertes ; les ouïes de sortie des paliers permettent l'évacuation de la chaleur des têtes de bobine.

Afin d'être dans une configuration semblable aux turbomachines, il faut donc tenir compte des ouvertures en sortie des paliers.

Le bilan énergétique appliqué aux turbomachines suppose que l'intégralité de l'énergie cinétique est transformée en énergie de pression. Dans le cas de la machine à griffes, sur l'énergie acquise en entrée du palier, une partie est transformée en pression. L'autre partie s'échappe par les ouïes de sortie des paliers et conserve uniquement un caractère cinétique.

Afin de considérer une problématique équivalente, il faut soustraire à la hauteur caractéristique du ventilateur (hauteur théorique d'Euler+pertes intrinsèques au ventilateur) l'énergie cinétique perdue passant par les ouïes et non convertie en énergie de pression.

Les fuites sont proportionnelles au taux d'ouverture des ouïes en sortie de la machine. La hauteur caractéristique du ventilateur dans l'environnement palier est donc exprimée en soustrayant la partie de l'énergie cinétique perdue (par les ouïes de sortie) à la hauteur caractéristique dans le cas idéal (c'est à dire si les ouïes de sortie étaient complètement fermées).

L'auteur écrit la relation suivante :

$$H_{result} = H_0 - C_{ouïe} \frac{u_{sort}^2}{2g} \quad (I.51)$$

$u_{sort}$  : Vitesse en sortie de pôle

$C_{ouïe}$  : Taux d'ouverture des ouïes

Le taux d'ouverture des ouïes est le rapport entre la surface totale des ouïes de sortie et la surface totale extérieur du palier si les ouïes étaient complètement bouchées.

La hauteur caractéristique du ventilateur est ainsi obtenue dans son environnement palier en l'assimilant au fonctionnement d'une turbomachine.

Pour déterminer le point de fonctionnement pour une vitesse donnée, une caractéristique de perte de charge est introduite en fonction du débit.

Elle est décrite sous la forme d'une différence de pression :

$$\Delta p = R_{hyd} q_v^2 \quad (I.52)$$

où  $R_{hyd}$  représente la résistance hydraulique équivalente du système dans lequel s'écoule l'air. La caractéristique des pertes de charge a été déduite expérimentalement en fonction de la vitesse de rotation.

La figure I.33 présente la caractéristique finale du ventilateur ainsi que la courbe des pertes de charge pour une vitesse de rotation.

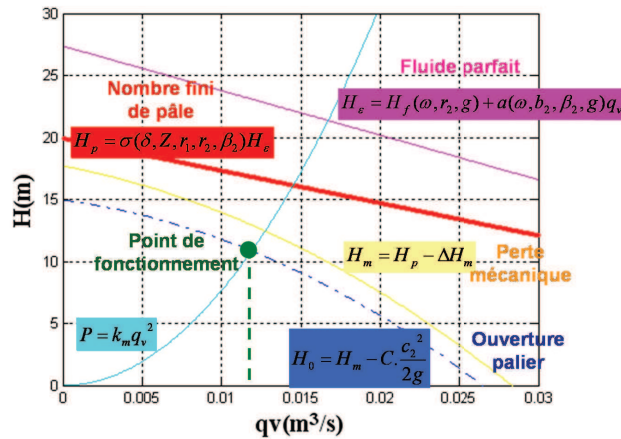


FIGURE I.33 – Caractéristique du ventilateur et point de fonctionnement

Par définition, le point de fonctionnement n'est autre que l'intersection entre la caractéristique du ventilateur et les pertes de charge de la machine (stator, pont de diode/dissipateur...) : il permet d'obtenir le débit aéraulique correspondant.

La figure I.33 fait également apparaître les différentes étapes dans la modélisation des ventilateurs.

Ainsi, la hauteur caractéristique de la roue est obtenue suivant les différentes étapes :

- 1/ En considérant le fluide parfait avec un nombre de pâles infini
- 2/ En supposant le nombre de pâles fini
- 3/ En intégrant les pertes au sein du fluide, notamment sa viscosité (cas réel)
- 4/ En prenant en compte la forme d'ouverture du palier

Cette méthode de dimensionnement a été testée pour plusieurs roues polaires montées dans un palier (sans stator, ni pont).

Le dispositif expérimental (figure I.34) mis en place permet de mesurer les débits d'air de

chacune des roues dans l'environnement de la machine (stator, pont de diode, palier...). Dans ce cas, seul le débit arrière peut être exprimé contenu de la proximité du couple poulie/courroie à l'avant.

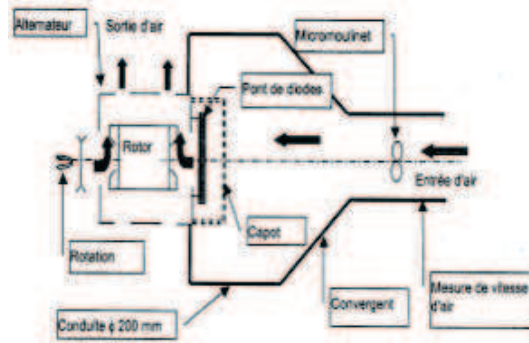


FIGURE I.34 – Dispositif expérimental

Le dimensionnement est proche des mesures avec une précision de 10%.

Finalement, pour pouvoir estimer le débit d'air d'un ventilateur pour une vitesse de rotation donnée, il suffit d'avoir :

- La caractéristique de la roue en fonction des paramètres influents, angle d'entrée, de sortie, nombre de pâles...
- Le taux d'ouverture du palier considéré  $C_{ouïe}$
- Les pertes de charge induites par le positionnement du stator, du pont de diode/dissipateur. Ces pertes sont caractérisées par la résistance hydraulique  $R_{hyd}$ .

Un palier est donc caractérisé par un couple ( $C_{ouïe}$ ,  $R_{hyd}$ ).  $R_{hyd}$  dépend de la fiche électrique (stator, diode) mais aussi de  $C_{ouïe}$ .

De plus, Vasilescu propose de définir des "courbes de fonctionnement" du ventilateur. Pour celui-ci, avec le même pont de diode et le même stator, tous les points de fonctionnement avec divers paliers sont décrits par la même courbe (lieu géométrique). Si le stator ou le pont de diodes ou les deux sont changés, la courbe de fonctionnement pour le même ventilateur est différente.

La courbe de fonctionnement est de la forme :

$$H = Mq_v^2 + N \tag{I.53}$$

Avec  $M$  et  $N$  des coefficients tels que  $M < 0$  et  $N > 0$ .

La variation de  $R_{hyd}$  peut aussi être exprimée en fonction de  $C_{ouïe}$  et caractérise ainsi les pertes de charge de tout type de machine en fonction de la surface d'ouverture du palier, pour un pont de diode et un stator donnés. Cette courbe "universelle" est obtenue par calage des débits, même si les hypothèses d'application sont restrictives.

### I.3.c-ii Études thermiques

Rakotovao [7] a établi un modèle thermique complet de l'alternateur à griffes. Dans cette étude, un modèle conductif est développé où des paramètres thermiques (conductivités thermiques, résistances de contact) sont validés. De même, un modèle convectif est établi à partir des résultats expérimentaux. Des paramètres convectifs ont été introduits et déterminés par des méthodologies inverses en relation avec des essais expérimentaux. Cette modélisation nécessite un produit fini pour évaluer par retour d'expérience sa cartographie thermique.

Vasilescu [6] a également travaillé sur un modèle thermique de la machine. Une étude fine de la bibliographie a été entreprise pour justifier chacun des transferts convectifs au sein des cavités notamment (estimation de corrélations élémentaires).

### I.3.d Synthèse sur l'état de l'art et limites

#### I.3.d-i Aspect aéraulique

**I.3.d-i.1 Limites du modèle analytique** L'objectif est d'établir les limites du modèle analytique d'estimation des débits proposé par Vasilescu à partir de la mise en place d'un modèle numérique.

Pour commencer, un modèle numérique est réalisé en modélisant l'écoulement dans la cavité avant d'une machine à griffes. La méthode numérique et les modèles utilisés seront décrits et justifiés dans le chapitre 2. Les différents éléments, ventilateur avant, palier avant et tête de bobine avant sont les mêmes pour l'ensemble des simulations et ne sont pas intégrés au modèle (uniquement l'aspect aéraulique est traité). Seules les formes géométriques sont conservées dans la modélisation numérique.

Le premier exemple présente les simulations réalisées pour deux positions différentes du ventilateur.

Les figures I.35 et I.36 représentent respectivement l'écoulement dans la cavité avant d'une machine pour une position standard du ventilateur et décalée de 7mm.

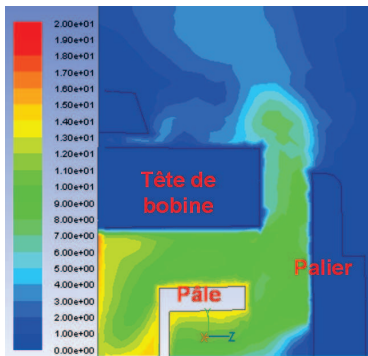


FIGURE I.35 – Champ des vitesses en m/s pour une position du ventilateur standard

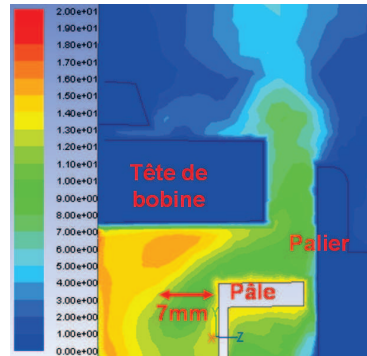


FIGURE I.36 – Champ des vitesses en m/s pour une position du ventilateur décalé de 7mm

Le tableau I.3 présente les débits d'air obtenus pour les deux configurations.

Position ventilateur	Standard	7mm
Débit d'air (l/s)	6.98	8.97

TABLE I.2 – Comparaisons des débits d'air entre les deux configurations

Entre ces deux configurations, un écart de 20% de débit a été observé et remet en cause les hypothèses du modèle.

En effet, si la position du ventilateur est modifiée, le chemin aéraulique et par conséquent les pertes de charge sont modifiées. Ainsi, proposer de définir une courbe caractérisant les pertes de charge pour un palier et un stator donnés n'est pas valable. Il faut donc être particulièrement attentif à la position du ventilateur.

De plus, le chemin aéraulique n'est pas le même pour deux ventilateurs de diamètre extérieur différent ou de hauteur de pale différente. Ici, encore, les courbes définies ne peuvent pas prendre en compte ce type de différence.

Le deuxième exemple présente cette fois des simulations pour deux hauteurs de tête de bobine différentes (la position du ventilateur est fixée).

Les figures I.37 et I.38 représentent respectivement l'écoulement dans la cavité avant d'une machine pour une hauteur de tête de bobine standard et augmentée de 5mm.

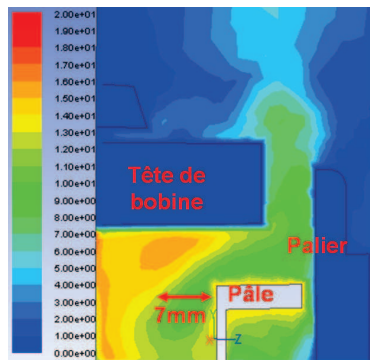


FIGURE I.37 – Champ des vitesses en m/s pour une hauteur de tête de bobine standard

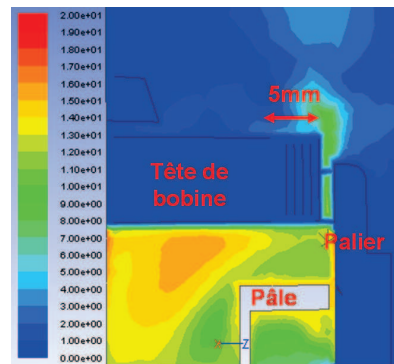


FIGURE I.38 – Champ des vitesses en m/s pour une hauteur de tête de bobine + 5mm

Le tableau I.3 présente les débits d'air obtenus pour les deux configurations.

Hauteur tête de bobine	Standard	5mm
Débit d'air (l/s)	5	8.97

TABLE I.3 – Comparaisons des débits d'air entre les deux configurations

Un écart de plus 40% est observé pour ces différentes hauteurs. Le modèle ne tient pas compte de la modification de ce paramètre. En réalité, le débit aéraulique dépend de la hauteur de tête de bobine mais aussi de la section de passage entre le palier et celle-ci.

Pour utiliser les "courbes de fonctionnement" du ventilateur, le chemin aéraulique doit

être le même. La position du ventilateur ou la hauteur de tête de bobine influent sur celui-ci.

La méthodologie qui permet d'exprimer la hauteur caractéristique du couple hauteur/palier est validée. Dans la perspective de faire des estimations de débit, il est néanmoins nécessaire d'avoir une caractéristique des pertes de charge liées au chemin aéraulique dans la cavité considérée. Une mesure expérimentale est donc indispensable.

D'autre part, les "courbes de fonctionnement" d'un ventilateur ont des domaines d'application limités.

Finalement, la réalisation de modèles numériques pour décrire le chemin aéraulique est recommandée.

**I.3.d-i.2 Limites de Motorcad** Dans la modélisation aéraulique des machines électriques sous Motorcad, le ventilateur est défini comme un ventilateur axial. La direction du trajet de l'air peut être choisie de l'avant vers l'arrière en passant par l'entrefer (ou l'inverse). Or, pour l'application machine à griffes, les ventilateurs centrifuges de la machine induisent un flux d'air axial puis radial de part et d'autre de la machine.

### **I.3.d-ii Aspect thermique**

Beaucoup d'études thermiques ont été réalisées sur des machines à cavités fermées. Ces structures sont différentes de la machine à griffes qui est défini comme une machine ouverte. La principale difficulté concerne donc l'estimation des échanges thermiques au niveau des têtes de bobine. Aucune étude bibliographique ne renseigne sur ce type de transfert convectif.

Le modèle numérique complet de la machine à griffe ne peut être développé avec les ressources informatiques actuelles. De plus, dans le contexte industriel, il est important de pouvoir donner un dimensionnement thermique efficace et rapide.

Par conséquent, le choix d'utiliser un modèle semi-analytique (combinaison d'un modèle analytique avec un modèle numérique) est justifié.

## I.4 Conclusion

Dans ce chapitre, la machine à griffes est décrite dans son intégralité. Sa structure, son fonctionnement et le modèle électromagnétique associée sont présentés.

Les pertes au sein de la machine sont également répertoriées avec la localisation des points chauds. Cet aspect est fondamental puisque la réalisation d'un modèle thermique acceptable suppose de maîtriser le bilan énergétique de la machine.

Les différentes études thermiques des machines électriques sont présentées en décrivant chacune des méthodes de modélisation utilisées.

Les études aéro-thermiques antérieures de la machine sont également exposées. La méthode analytique de dimensionnement du système de refroidissement est évoquée. Cette dernière a permis de justifier et de réhabiliter le refroidissement à air (ventilateurs) dans le contexte industriel. La méthodologie est basée sur une analogie aux turbomachines.

Le point fondamental dans la modélisation est de considérer le ventilateur dans un palier ouvert. Une partie de l'énergie cinétique acquise à l'entrée du palier est perdue en sortie. Par conséquent, lors de l'évaluation du débit d'air dans la machine, cette énergie doit être retranchée à la hauteur caractéristique de la roue. Les limites de cette modélisation ont été mises en évidence. L'estimation des débits d'air doit tenir compte du chemin aérodynamique. La modification de la position du ventilateur par rapport à la tête de bobine semble être un paramètre influent sur le débit d'air et n'est pas pris en compte dans le modèle analytique.

L'objectif dans la suite du mémoire est de construire un modèle thermique analytique qui combine un modèle analytique des modèles numériques.





## Chapitre II

---

# Modélisation thermique de la machine à griffes

### SOMMAIRE

---

II.1	INTRODUCTION . . . . .	44
II.2	MODÈLE THERMIQUE DE LA MACHINE COMPLÈTE EN RÉGIME PERMANENT . . . . .	45
II.2.a	Réseau nodal conductif . . . . .	45
II.2.b	Réseau nodal convectif et fluidique . . . . .	46
II.2.c	Résistances de contact . . . . .	47
II.2.d	Synthèse du modèle complet en régime permanent . . . . .	49
II.3	ASPECT CONDUCTIF . . . . .	51
II.3.a	Modélisation thermique du stator . . . . .	51
II.3.b	Modélisation thermique du rotor . . . . .	60
II.4	ASPECT CONVECTIF . . . . .	68
II.4.a	Modélisation aéraulique et thermique de la machine par des méthodes numériques . . . . .	68
II.5	LES ÉCHANGES THERMIQUES ROTOR/STATOR . . . . .	83
II.6	CONCLUSION . . . . .	85

---

### Résumé

*La modélisation thermique de la machine à griffes est un problème complexe concernant notamment les transferts thermiques convectifs au sein de ses cavités ouvertes avant et arrière. Pour résoudre ce problème, par exemple, les méthodes numériques permettent d'évaluer ces échanges thermiques ainsi que les aspects aérauliques dans la machine. Ce chapitre a pour objectif d'utiliser les méthodes de modélisation thermique illustrées précédemment de façon à construire un modèle thermique robuste.*

## **II.1 Introduction**

Après avoir recensé les différentes méthodes de modélisation thermique, l'objectif est d'appliquer ces dernières à l'alternateur à griffes. Ainsi, un modèle thermique est réalisé en combinant un modèle analytique avec des modèles numériques.

Dans ce chapitre, dans un premier temps, une description du modèle analytique complet de la machine à griffes basé sur un réseau nodal est proposée. Chacun des paramètres thermiques est introduit et justifié. Les sous ensembles tels que le stator et le rotor font l'objet d'une étude particulière.

Puis dans un deuxième temps, à partir de modèles numériques, les écoulements et les transferts thermiques de type fluide et convectif sont simulés, caractérisés et évalués notamment dans les cavités intérieures de la machine. Les paramètres convectifs estimés sont ensuite intégrés au modèle.

## II.2 Modèle thermique de la machine complète en régime permanent

### II.2.a Réseau nodal conductif

Dans cette partie, le rotor et le stator sont associés respectivement à deux noeuds, les enroulements statoriques et la culasse pour le premier, les roues polaires et la bobine d'excitation pour le second. La discrétisation de ces sous-ensembles est détaillée par la suite. Le modèle analytique présenté est un modèle réduit afin de faciliter la compréhension. Chaque potentiel est associé à un élément de la machine. Le modèle simplifié comprend 30 noeuds.

Les interactions thermiques entre les noeuds du réseau conductif sont présentées en partie dans le tableau II.1 et sont associées au type de transfert thermique.

Éléments en interaction thermique	Type du transfert thermique
Rotor-Stator	Conduction
Stator-Palier avant	Conduction+conduction par contact
Stator-Palier arrière	Conduction+conduction par contact
Palier avant-Plateau avant	Conduction
Palier arrière-Plateau arrière	Conduction
Rotor-Ventilateur avant	Conduction+conduction par contact
Rotor-Ventilateur arrière	Conduction+conduction par contact
Rotor-Roulement avant	Conduction+conduction par contact
Rotor-Roulement arrière	Conduction+conduction par contact
Rotor-Poulie	Conduction+conduction par contact
Rotor-Bague	Conduction+conduction par contact
Bague-Balai	Conduction + conduction de contact
Plateau arrière-Dissipateur+Pont de diode	Conduction+conduction par contact
Balai-Régulateur	Conduction+conduction par contact
Régulateur-Dissipateur+Pont de diode	Conduction+conduction par contact

TABLE II.1 – Interaction thermique entre les éléments de l'alternateur et transfert thermique

Les contacts entre les éléments de la machine sont introduits dans le tableau et altèrent la dissipation thermique.

Les différentes résistances thermiques entre les noeuds sont calculées à partir de [I.21] et [I.22].

La figure II.3 montre l'intégralité du réseau conductif; les résistances entre les noeuds sont représentées. Sont identifiées l'avant, l'arrière et la partie entrefer de la machine.

Les sources de chaleur sont localisées et appliquées sur les noeuds "rotor" et "stator" (pertes Joule et pertes fer), au niveau des noeuds "roulements" (pertes mécaniques) et "ventilateurs" (pertes aérauliques).

Le palier avant (ou arrière) est décomposé en deux noeuds. Le noeud "palier" correspond à la jupe du palier où sont situées les ouvertures de sortie. Le potentiel "plateau" représente le plateau où sont positionnées les ouïes d'entrée. Cette discrétisation est justifiée par le fait que le flux d'air axial (généré par la rotation des ventilateurs) implique des échanges

thermiques convectifs différents d'avec la jupe.

Un certain nombre de résistances de conduction est utilisé pour décrire les chemins thermiques principaux. Par exemple, sont repérées les résistances entre les noeuds "encoche" et "culasse" et les noeuds "culasse" et "palier avant" et "palier arrière".

## II.2.b Réseau nodal convectif et fluïdique

Le réseau nodal convectif est constitué des résistances thermiques air/élément et fluïdique. Elles sont calculées respectivement à partir de [I.25] et [I.24]

La cavité d'air avant ou arrière (figure II.1) est décomposée en trois noeuds "entrée air", "air cavité" et "sortie air" (figure II.2).

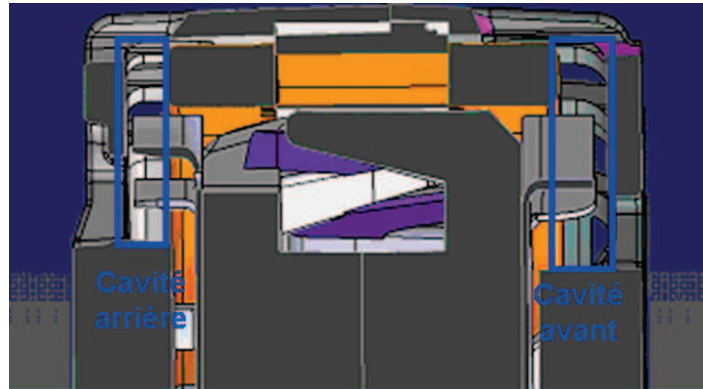


FIGURE II.1 – Cavités air avant et arrière

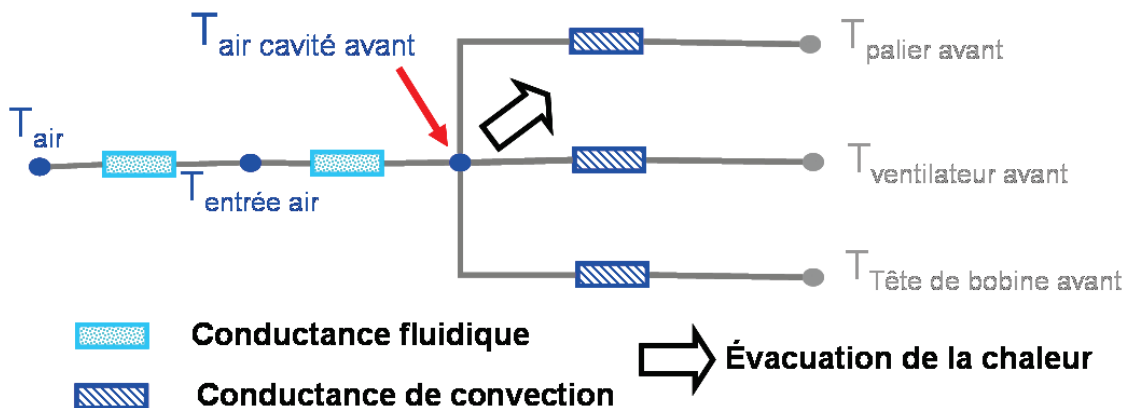


FIGURE II.2 – Discretisation nodale de la cavité avant

Le noeud "entrée air" est en interaction thermique avec le noeud "plateau" ou "dissipateur" (pour l'arrière). Le noeud "air cavité" est en relation avec le noeud "ventilateur". Enfin, le noeud "sortie air" est en interaction avec les noeuds "tête de bobine" et "palier". Sont répertoriées sur la figure II.3 notamment les résistances thermiques entre les noeuds

"air cavité" et "ventilateur" et les noeuds "sortie air" et "tête de bobine".

Les noeuds "air cavité avant", "air cavité arrière", "entrée air avant", "entrée air arrière", "sortie air avant", "sortie air arrière" et les interactions avec les éléments de l'alternateur sont définis dans le tableau II.2. Pour décrire les échanges rotor/stator, il est nécessaire de définir le noeud "air entrefer" situé dans le volume d'air de l'entrefer.

<b>Noeuds en interaction thermique</b>
Air entrefer-Rotor
Air entrefer-Stator
Air cavité avant-Ventilateur avant
Air cavité avant-Roulement avant
Air cavité arrière-Ventilateur arrière
Air cavité arrière-Roulement arrière
Entrée air avant-Plateau avant
Sortie air avant-Palier avant
Entrée air arrière-Plateau arrière
Entrée air arrière- Dissipateur+Pont de diode
Sortie air arrière-Palier arrière
Air ambiant-Surfaces de l'alternateur en vis à vis de l'air

TABLE II.2 – Eléments en interaction thermique avec un transfert thermique convectif

Tous ces transferts thermiques sont de type convectif.

Pour finir, le tableau II.3 présente les interactions thermiques fluide/fluide. La construction du réseau permet de faire apparaître les 3 écoulements situés dans les cavités avant, arrière et dans l'entrefer.

<b>Noeuds en interaction thermique</b>
Air entrefer-Air cavité avant
Air entrefer-Air cavité arrière
Sortie air avant-Air cavité avant
Sortie air arrière-Air cavité arrière
Air cavité avant-Entrée air avant
Air cavité arrière-Entrée air arrière
Air-Entrée air arrière
Air-Entrée air avant

TABLE II.3 – Eléments en interaction thermique fluide/fluide

### II.2.c Résistances de contact

Une étude rigoureuse sur les résistances de contact impose de connaître les méthodes d'assemblage des différentes pièces entre elles (processus de fabrication). Faute de temps et contenu de la complexité des phénomènes mis en jeu, nous nous sommes limités à une étude bibliographique.

Suivant Rakotovao [7], le problème des conductances de contact peut être établi suivant

cinq valeurs de résistances surfaciques de contact qui sont associées à un contact suivant sa qualité. La qualité du contact est définie très faible, faible, moyen fort et très fort ; les valeurs associées sont respectivement pour chacun des contacts 300, 700, 1500, 7000 et  $30000W/^{\circ}C.m^{-2}$ .

Les différentes valeurs de conductance thermique sont modélisées par une épaisseur d'air équivalente entre les deux matériaux. Ainsi, plus l'épaisseur d'air est mince, plus le contact se rapproche d'une configuration où le transfert thermique est parfait. Dans ce cas, les contacts faibles, moyens et très forts correspondent à des épaisseurs d'air de 0.1, 0.02 et 0.001mm.

Les valeurs des conductances de contact sont tirées principalement des travaux de Rakotavao [7].

### II.2.c-i Contact stator/palier avant et arrière

Dans une configuration classique, le contact stator/palier avant est radial et axial. En effet, l'usinage intérieur du palier avant permet la stabilité du stator. La surface de contact est relativement faible.

Le contact stator/palier arrière est uniquement radial quand les tirants sont vissés.

Dans la modélisation, la conductance de contact stator/palier avant arrière résulte d'un contact fort.

Gélément/élément	Conductance de contact( $W/K.m^{-2}$ )
Gstator/palier avant	7000
Gstator/palier arrière	7000

TABLE II.4 – Conductance de stator/palier avant arrière

### II.2.c-ii Contact roue polaire/ventilateurs

Les ventilateurs sont solidaires du rotor et sont soudés sur la face extérieur des roues polaires. Les soudures sont par conséquent ponctuelles. La surface équivalente est une couronne dont les diamètres correspondent aux diamètres intérieur et extérieur du ventilateur.

La conductance de contact entre les ventilateurs et les roues polaires est un contact faible.

Gélément/élément	Conductance de contact( $W/K.m^{-2}$ )
Groupe polaire/ventilateur	1500

TABLE II.5 – Conductance de contact roues polaires/ventilateurs

### II.2.c-iii Contact arbre/roulement/palier

Le roulement arrière est serré sur l'arbre (côte jonc). Lors de l'assemblage, celui-ci est encastré dans la capsule qui est elle-même emmanchée dans le palier arrière. Les conductances de contact doivent également être introduites pour les contacts roulement/capsule

et capsule/palier.

Le roulement avant est monté serré dans le palier avant.

Gélément/élément	Conductance de contact( $W/K.m^{-2}$ )
Groulement/palier	7000
Garbre/roulement	7000
Groulement AR/capsule	1500
Gcapsule/palier AR	1500

TABLE II.6 – Conductance de contact roues polaires/ventilateurs

### II.2.c-iv Contact roue polaire avant et roue polaire arrière

Les deux roues polaires sont serrées entre elles avec un effort équivalent à 9T. La conductance de contact entre ces deux éléments résulte d'un contact très fort. Ainsi, on a :

Gélément/élément	Conductance de contact( $W/K.m^{-2}$ )
Groue-pol-avt/roue-pol-ar	30000

TABLE II.7 – Conductance de contact entre roues polaires

Après avoir présenté les points qui nécessitaient que l'on choisisse une valeur de conductance de contact, il nous faut à présent choisir des conductivités de chacun des éléments de notre rotor.

### II.2.d Synthèse du modèle complet en régime permanent

En rassemblant l'intégralité des études précédentes, le modèle thermique analytique est construit et présenté à la figure II.3. Le réseau nodal intègre le réseau conductif, le réseau convectif et le réseau fluïdique. Le modèle finalisé est développé à partir d'une interface MATLAB.



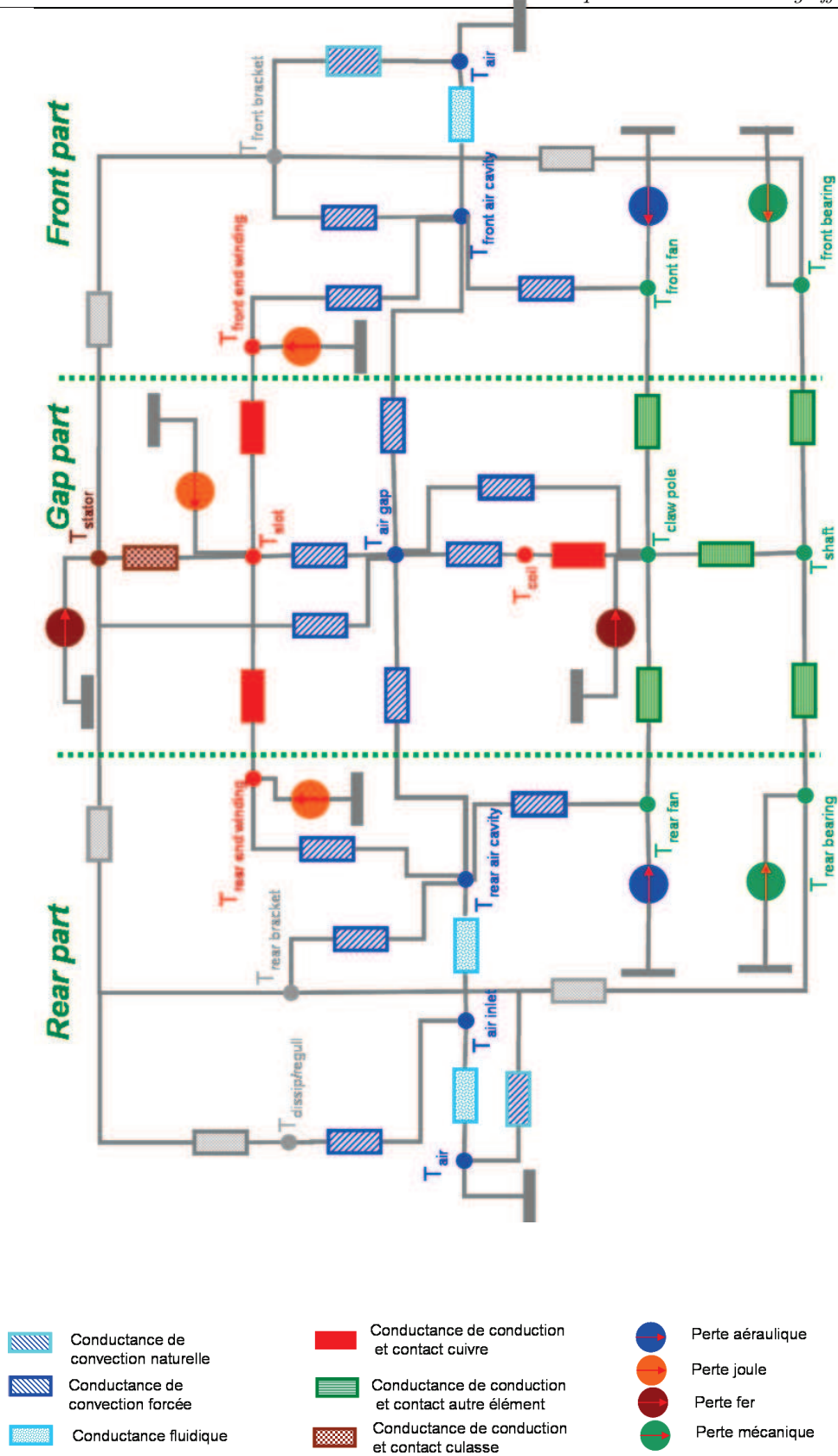


FIGURE II.3 – Le modèle thermique complet de la machine

La suite présente des réseaux nodaux détaillés du stator et du rotor.

## II.3 Aspect conductif

### II.3.a Modélisation thermique du stator

#### II.3.a-i Construction du réseau nodale, choix des paramètres

**II.3.a-i.1 Discrétisation** Suivant les méthodologies évoquées dans le chapitre 1, le stator est découpé en volume isotherme (figure II.4) en respectant les hypothèses d'uniformité. Dans cette hypothèse, les gradients de température ont fait l'objet d'une attention particulière pour adapter le nombre de noeuds en fonction des dimensions géométriques de la structure.

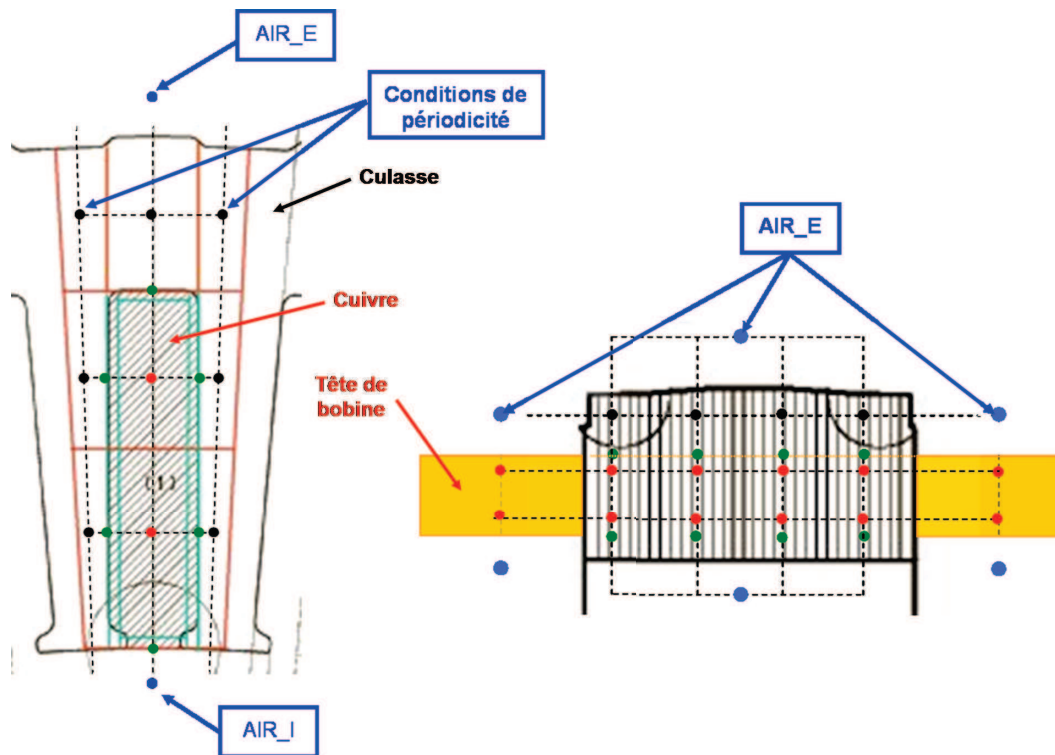


FIGURE II.4 – Discrétisation nodale du stator

La figure de gauche est une coupe radial d'une encoche du stator ( $1/72^{me}$ ). Celle de droite représente une vue du dessus.

Les points rouge, vert et noir correspondent respectivement aux noeuds du cuivre, de l'isolant d'encoche et de la culasse.

Pour résoudre les équations de la chaleur, les conditions aux limites avec l'air extérieur (AIR\_E) et l'air à l'intérieur du cylindre (AIR\_I) dans les conditions de Dirichlet doivent être précisées. L'objectif est de déterminer les matrices  $[G]$  et  $[P]$ , d'après la méthode, en

vue de connaître les températures des noeuds.

La puissance dissipée par effet joule est placée sur les noeuds des conducteurs de cuivre.

En utilisant les expressions des conductances [I.21] et [I.22], le réseau des résistances (ou des conductances) est implémenté via le solveur ESACAP. Une fois cette étape réalisée, les températures de notre structure sont simulées à partir des méthodes de résolution du logiciel.

L'objectif final de cette étude est de pouvoir valider chacun des paramètres thermiques du stator.

**II.3.a-i.2 Conductivité thermique du fer axial, radial et orthoradial** Le stator est constitué d'un empilement de tôles fer/silicium. La conductivité thermique du stator suivant la direction radiale et orthoradiale correspond à la conductivité thermique du fer qui est donnée dans les caractéristiques matériau *FeSi*.

En ce qui concerne la conductivité axiale du stator, une caractérisation des transferts thermiques par contact doit être menée. Celle-ci relève d'une étude tribologique.

La conductivité axiale équivalente du stator dépend donc du procédé de fabrication. Par exemple, l'effort de compactage (du procédé de fabrication) des tôles influe sur la diffusion thermique axiale au sein du stator.

Un modèle simple est proposé pour tenir compte des entrefers entre les tôles laminées.

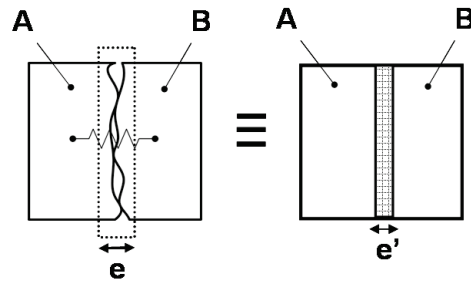


FIGURE II.5 – Modèle simplifié pour le calcul de la conductivité équivalente des tôles

Le contact entre deux tôles de fer *A* et *B* d'épaisseur  $e$  de conductivité  $\lambda_{fer}$  est représenté sur la figure II.5. Ce contact peut être modélisé par une épaisseur d'air équivalente. Dans le cadre du stator, l'objectif est de pouvoir estimer une épaisseur d'air équivalente  $e'$  représentative de l'ensemble des entrefers de la culasse statorique.

Dans la modélisation,  $e' = \beta.e$  pour simplifier le calcul.  $\beta$  est un coefficient qui dépend des caractéristiques tribologiques du matériau et de la force de pression.

La conductivité thermique équivalente  $\lambda_{eq}$  s'écrit :

$$\frac{1}{\lambda_{eq}} = \frac{2}{\lambda_{fer}} + \frac{\beta e}{\lambda_{air}} \quad (\text{II.1})$$

$\lambda_{fer}$  : Conductivité du fer  
 $\lambda_{air}$  : Conductivité de l'air

On a ensuite :

$$\lambda_{eq} = \frac{\lambda_{fer} \cdot \lambda_{air}}{2 \cdot \lambda_{air} + \beta e \cdot \lambda_{fer}} \quad (II.2)$$

Quelques valeurs de  $\lambda_{eq}$  sont données dans le tableau II.8 par la suite à titre d'exemple en fonction de  $\beta$ .

**AN** :  $\lambda_{fer} = 46Wm^{-1}K^{-1}$ ,  $\lambda_{air} = 0.0262Wm^{-1}K^{-1}$ ,  $e = 0.5mm$

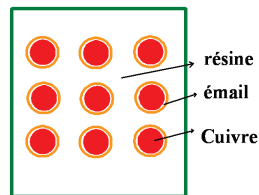
Valeur de $\beta$	Valeur de $\lambda_{eq}$
1	0.02617
0.01	2.35
0.001	12.248
0.0001	21.1439
0.00001	22.79

TABLE II.8 – Conductivité équivalente en fonction du coefficient

La conductivité axiale équivalente de la culasse statorique prise pour le modèle est de  $9W.m^{-1}K^{-1}$ .

**II.3.a-i.3 Étude de la conductivité thermique des encoches** Les différents matériaux qui constituent l'encoche sont :

- les fils de cuivre
- l'émail
- la résine



$$- \lambda_{cuivre} = 370W.m^{-1}.K^{-1} \quad (II.3)$$

$$- \lambda_{resine} = 0.135W.m^{-1}.K^{-1} \quad (II.4)$$

$$- \lambda_{email} = 0.860W.m^{-1}.K^{-1} \quad (II.5)$$

FIGURE II.6 – Représentation des fils de cuivre dans l'encoche

**Conductivité équivalente radiale et orthoradiale dans l'encoche** Rohsenow et Hartnett [28] considèrent une matrice de fils de métal conducteurs imprégnés d'un matériau isolant.

Dans cette étude, la conductivité thermique équivalente  $\lambda_{eq}$  est estimée à partir de la conductivité thermique de l'isolant d'imprégnation  $\lambda_{isol}$ , du paramètre géométrique  $d/l$  (proportionnel au taux de remplissage), du motif élémentaire (ligne ou quinconce) et de la section des fils (ronds ou carrés).

Par contre, la conductivité du métal qui constitue le fil n'intervient pas dans l'expression de la conductivité équivalente. Celle-ci est considérée comme étant nettement supérieure à la conductivité thermique du matériau isolant d'imprégnation.

Les hypothèses qui sont utilisées pour réaliser les abaques (figure II.7) sont les suivantes :

- Régime permanent
- Isolant homogène dans tout le volume
- Grande conductivité des conducteurs
- flux thermique le long de l'axe et effets de bord négligeables

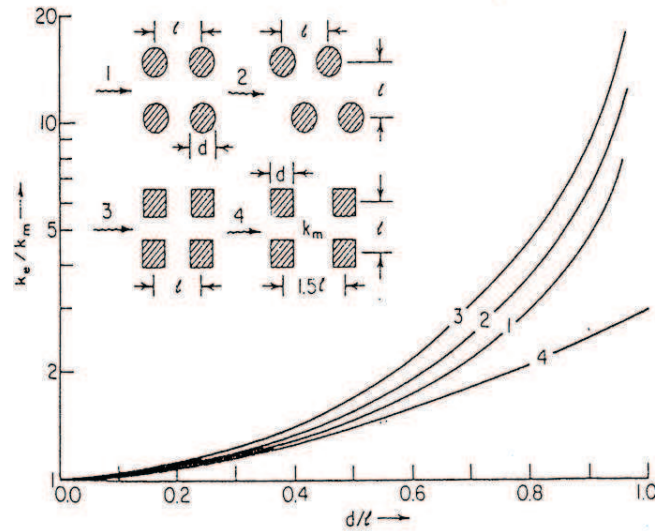


FIGURE II.7 – Conductivité d'un matériau hétérogène d'après Rohsenow et Hartnett  $k_e = \lambda_{eq}$  et  $k_m = \lambda_i$

General Electric [29] a réalisé un travail similaire pour évaluer la conductivité thermique équivalente de l'encoche qui est illustrée sur la figure II.8.

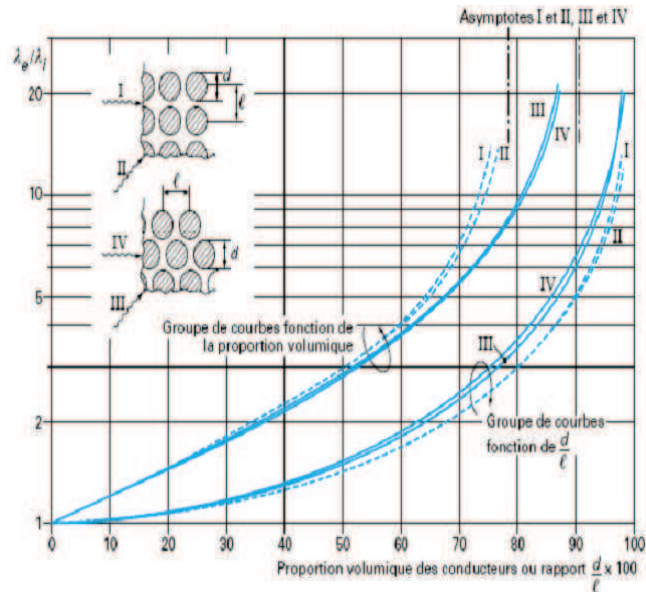


FIGURE II.8 – Conductivité d'un matériau hétérogène constitué de fils ronds en fonction du taux de remplissage  $\tau$  ou du rapport  $d/d'$  ( $k_e = \lambda_{eq}$  et  $k_i = \lambda_i$ )

Le tableau II.9 récapitule les valeurs des conductivités équivalentes pour les deux approches citées précédemment.

Taux de remplissage	2%	20%	40%	60%	70%
$\lambda_1$ (General Electric)	0.135	0.20	0.31	0.56	0.94
$\lambda_2$ (Rohsenow et Hartnett)	0.135	0.20	0.32	0.57	0.94
Ecart relatif : $(\lambda_1 - \lambda_2)/\lambda_1$	0%	0%	-3%	2%	0%
<b>Valeur moyenne</b>	<b>0.135</b>	<b>0.20</b>	<b>0.315</b>	<b>0.565</b>	<b>0.94</b>

TABLE II.9 – Conductivité thermique équivalente d'un matériau hétérogène en fonction du taux de remplissage (fils ronds alignés) [ $W.m^{-1}.K^{-1}$ ]

En ce qui concerne le stator de la machine à griffes, en considérant que le taux de remplissage soit compris entre 50% et 55%, la conductivité équivalente dans l'encoche est estimé à  $0.4W.m^{-1}.K^{-1}$ .

**Conductivité équivalente axiale dans l'encoche et les têtes de bobine** La conductivité axiale du bobinage est définie par la combinaison linéaire suivante :

$$\lambda_{eq}^a = \sum v_i \lambda_i$$

$v_i$  : Pourcentage volumique

$\lambda_i$  : Conductivité thermique de chaque constituant

Dans notre cas de figure, pour le calcul de la conductivité équivalente dans l'encoche, il est plus facile d'utiliser cette formulation avec des pourcentages surfaciques à extruder si :

$$\lambda_{eq}^a = s_{cuivre} \lambda_{cuivre} + s_{email} \lambda_{email} + s_{resine} \lambda_{resine}$$

En négligeant la présence de l'email, il est possible de paramétrer cette conductivité avec le taux de remplissage  $R$  du bobinage dans l'encoche isolée :

$$\lambda_{eq}^a = R \cdot \lambda_{cuivre} + (1 - R) \lambda_{resine}$$

**AN :**

- Pour un taux de remplissage de 50%,  $\lambda_{eq}^a = 203W.m^{-1}.K^{-1}$
- Pour un taux de remplissage de 55%,  $\lambda_{eq}^a = 185W.m^{-1}.K^{-1}$

### II.3.a-ii Mise en place des essais expérimentaux

Afin de valider les paramètres géométriques et thermiques du stator, 2 essais sont envisagés. Ces derniers sont réalisés à température ambiante.

Dans toute l'étude, l'intégralité des mesures thermiques expérimentales est réalisée à l'aide de thermocouples de type K (précision  $\pm 2^\circ C$ ).

La pose du thermocouple sur la surface de l'élément considéré requiert un certain nombre de précautions.

La bonne maîtrise de la mesure (estimation cohérente de la surface mesurée) dépend fortement du contact entre la boule du thermocouple et la surface de l'élément considéré. Le contact boule/surface est un contact ponctuel. Par conséquent, pour que la mesure ne soit pas altérée par un environnement nuisible, il est impératif de pouvoir isoler la boule du thermocouple.

Dans la pratique, le thermocouple est entouré d'une résine thermodurcissable afin de le protéger de toute contrainte thermique extérieure.

### II.3.a-ii.1 Description et condition de l'essai

**Essai : stator seul** Le stator est posé fixe sur un support isolé. L'équivalent de 6 thermocouples est disposé au sein de la structure.

- 2 thermocouples insérés dans les têtes de bobine (au centre) un à l'avant et un à l'arrière
- 2 thermocouples insérés dans la culasse diamétralement opposés
- 2 thermocouples insérés dans les encoches du stator

Des pertes Joule sont générées au sein de la structure par le passage d'un courant continu dans les phases statoriques.

Le courant est injecté à l'aide d'une alimentation. A courant fixé (commande en courant), puisque la résistance électrique du bobinage statorique augmente avec la température ( $R(T) = R_0 \cdot (1 + \alpha(T_{bob} - T_{air}))$ ), la puissance générée dans le circuit électrique augmente progressivement. Le régime permanent est établi lorsque la puissance fournie est stabilisée.

Dans la procédure expérimentale, le stator utilisé possède six phases rigoureusement indépendantes. Lors de l'injection du courant, la répartition des pertes du stator doit être homogène dans l'ensemble des encoches (ce qui reviendrait à utiliser 6 alimentations). Par conséquent, les 6 phases sont mises en série de façon à utiliser une même alimentation. La résistance équivalente s'écrit :

$$R_{eq} = 6 \cdot R_{phase} \quad (\text{II.6})$$

Une autre possibilité est d'injecter un courant alternatif dans les conducteurs statoriques. Dans ce cas de figure, deux types de perte sont générées, les pertes Joule dans le bobinage et les pertes fer dans la culasse.

**Stator seul+laine de verre** Pour cet essai, de la laine de verre est insérée ( $\lambda_{laine} = 0.3 \text{ W.m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ) dans le diamètre intérieur du stator; l'objectif est de s'affranchir des échanges convectifs avec la surface intérieure du stator. Cet essai est similaire à l'essai "stator seul".

**II.3.a-ii.2 Résultats des essais** Les différentes températures sont obtenues en régime permanent pour différents courants (tableau II.10) dans le cadre de l'essai "stator seul". Tous les essais sont effectués à la température ambiante à 22 °C. Les différentes températures sont exprimées en degré Celsius.

Courant/noeuds	Encoche1	Encoche2	ChignonAVT	ChignonAR	Fer1	Fer2
5A	36	36	35	36	36	35
9A	61	62	63	61	62	62
15A	128	128	133	131	128	128
10A avec laine	97	98	99	98	97	97

TABLE II.10 – Températures des potentiels mesurés pour différents courants

Les températures obtenues pour 10A pour le cas avec laine de verre sont supérieures au cas sans laine de verre.

En fonctionnement réel, le positionnement des thermocouples est aléatoire d'un stator à un autre puisque l'agencement des fils de cuivre qui constituent les têtes de bobine est aléatoire. La position du thermocouple dépend de la possibilité de trouver un emplacement favorable. Par conséquent, pour l'étape de validation, il est difficile d'évaluer exactement le potentiel mesuré en comparaison avec celui du modèle analytique.

Les figures II.9 et II.10 présentent les températures en fonction du temps respectivement pour les courants de 12A et 17A.

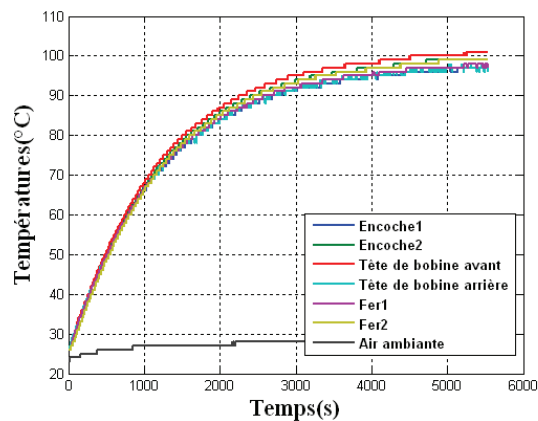


FIGURE II.9 – Températures en fonction du temps pour un courant de 12A

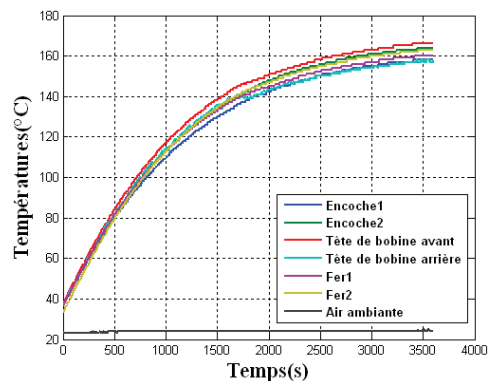


FIGURE II.10 – Températures en fonction du temps pour un courant de 17A



### II.3.a-iii Modèle analytique, résultat et comparaison

**II.3.a-iii.1 Estimation des coefficients d'échange** La détermination des coefficients d'échange est une étape difficile dans la réalisation du modèle thermique.

La littérature propose des corrélations de coefficient d'échange pour des configurations élémentaires telles qu'une plaque plane horizontale, verticale, un cylindre creux horizontal...La méthodologie utilisée est autre.

La puissance injectée dans le circuit électrique est connue pendant l'intégralité de l'essai jusqu'à l'établissement du régime stabilisé.

Elle est donnée en fonction du couple courant/tension affiché par l'alimentation par l'expression :

$$P_{diss} = U_{ext}^{mes} \times I_{ext}^{mes} \quad (II.7)$$

A courant fixé, la tension varie et augmente avec la température, puis se stabilise une fois le régime permanent établi.

Une autre possibilité pour exprimer la puissance dissipée est de calculer la résistance électrique du bobinage statorique en fonction de la température, soit :

$$P = R(T)(\times I_{ext}^{mes})^2 \quad (II.8)$$

où  $R(T) = R_0(1 + \alpha.\Delta T)$

$$\begin{aligned} \alpha &= 0.00396K^{-1} \\ \Delta T &= T_{chignon} - T_{air} \\ T_{chignon} &: \text{Température tête de bobine} \end{aligned}$$

Afin d'évaluer le coefficient d'échange, les températures des parois en contact avec l'air interne et externe doivent être connues avec précision. A ce stade, l'hypothèse est la suivante : le coefficient d'échange avec l'air est le même à l'intérieur et à l'extérieur du rotor.

Une surface équivalente avec l'air (somme de toutes les surfaces en contact) doit être choisie. L'intégralité de cette puissance est dissipée à travers cette surface.

Pour le calcul du coefficient d'échange pour un courant fixé, la température de surface correspond à la température dans la culasse.

La puissance dissipée dans l'air en fonction de la température de la culasse s'écrit :

$$P_{diss} = G(T_{cul} - T_{air}) \quad (II.9)$$

où  $G = h_{ech} \cdot S_{ech}$

$$\begin{aligned} h_{ech} &: \text{Coefficient d'échange} \\ S_{ech} &: \text{Surface d'échange} \end{aligned}$$

Puis, le coefficient d'échange est obtenu par :

$$h_{ech} = \frac{P_{diss}}{S_{ech}}(T_{cul} - T_{air}) \quad (II.10)$$

La figure II.11 présente une courbe des différents coefficients d'échange utilisés dans le modèle analytique qui ont été estimés pour plusieurs courants (ou puissances).

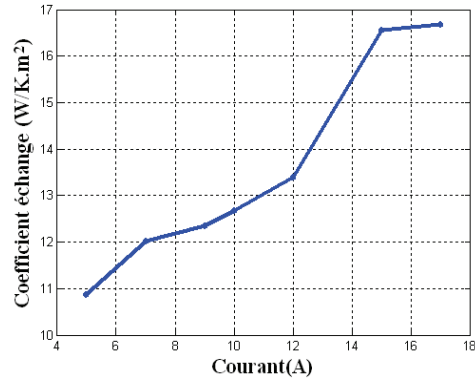


FIGURE II.11 – Coefficients d'échange (en  $W.m^{-2}.K^{-1}$ ) utilisés dans le modèle en fonction du courant généré dans le bobinage

**II.3.a-iii.2 Résultats, essais expérimentaux** Les températures du modèle sont simulées via ESACAP.

Les figures II.12 et II.13 présentent les comparaisons entre modèle et essais expérimentaux pour les courants de 5A et 12A.

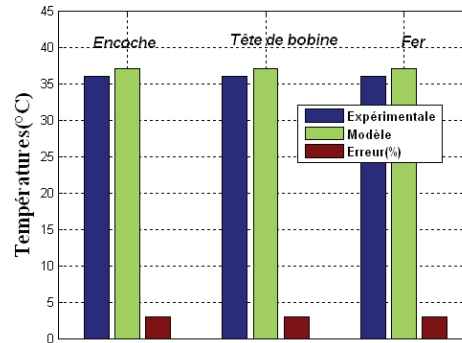


FIGURE II.12 – Comparaison des températures données par le modèle et les essais expérimentaux pour un courant de 5A

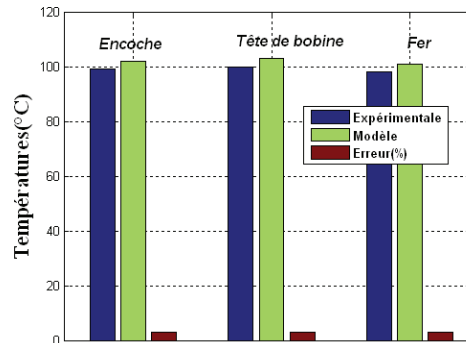


FIGURE II.13 – Comparaison des températures données par le modèle et les essais expérimentaux pour un courant de 12A

Pour l'ensemble des essais réalisés, l'erreur est inférieure à 10%.

### II.3.b Modélisation thermique du rotor

L'analyse thermique du rotor est rendu difficile par sa structure particulière.

#### II.3.b-i Discrétisation nodale du rotor

Le rotor utilisé est un rotor à 6 paires de pôles symétriques sans aimant et dépourvu de ventilateurs. En utilisant des conditions de symétrie, les méthodologies (utilisées au stator) sont mises en oeuvre pour élaborer le découpage nodal à 1/12<sup>ème</sup> du rotor (figures II.15 et II.14). Les conductances de contact sont prises en compte et sont explicitées dans la suite. Le découpage nodal de la bobine n'est pas représenté sur cette figure.

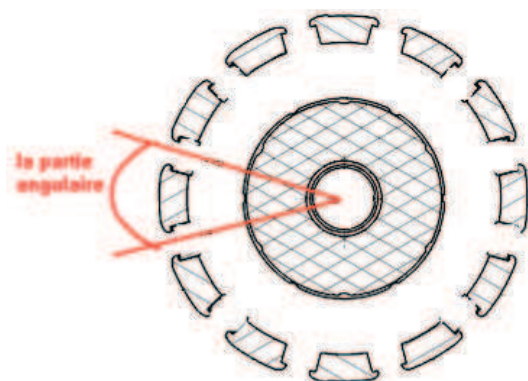


FIGURE II.14 – Représentation d'une coupe du rotor et la partie angulaire étudiée

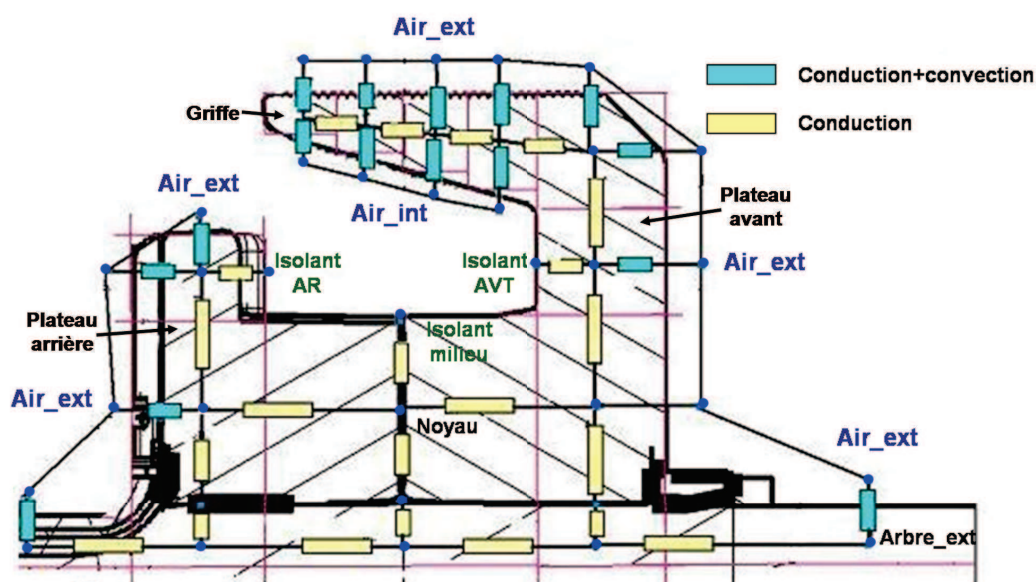


FIGURE II.15 – Le réseau nodal du rotor

Sur la figure II.15, deux noeuds différents représentent l'air ambiant ( $Air\_ext$ ) et l'air interne ( $Air\_int$ ) situé sous les griffes à proximité de la bobine d'excitation. Nécessairement, l'air interne emprisonné se trouve être à une température supérieure à la température ambiante. De plus, cette séparation en deux noeuds bien distincts permet d'adapter le réseau nodal en cas d'insertion d'aimants dans le rotor.

La griffe est découpée en 4 noeuds. Les plateaux avant et arrière sont décomposés respectivement en 3 et 2 noeuds. Le noyau et l'arbre sont représentés par 1 et 3 noeuds.

Un réseau nodal est également proposé pour la bobine (figure II.16). Il est considéré pour une bobine seule. La condition limite est  $Air\_ext$  et la source de chaleur est appliquée sur le noeud "milieu de bobine".

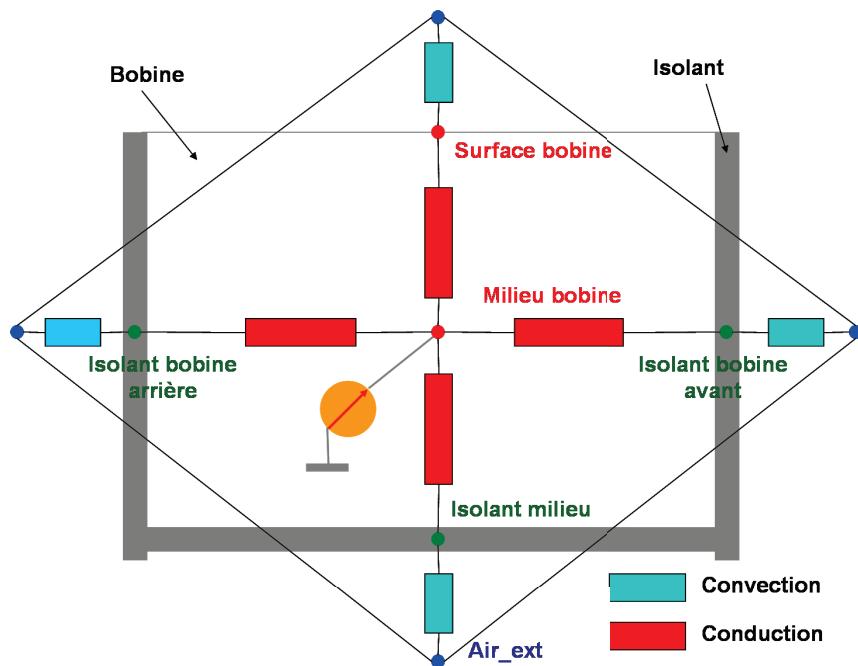


FIGURE II.16 – Réseau nodal bobine

### II.3.b-ii Construction du réseau nodal, choix des paramètres

**II.3.b-ii.1 Conductivités thermiques du rotor** Les fils de cuivre de la bobine d'excitation sont disposés en quinconce. Ainsi, la conductivité thermique équivalente radiale et axiale est nettement pénalisée en comparaison avec la conductivité thermique du cuivre brute.

D'après l'étude qui a été présentée concernant le calcul de la conductivité thermique dans l'encoche, la conductivité équivalente dans la direction radiale et axiale est estimée à :

$$\lambda_{bobine} = 1.5W/^{\circ}C.m^{-1} \quad (II.11)$$

La conductivité thermique des roues polaires est estimée :

$$\lambda_{acier} = 46W/^{\circ}C.m^{-2} \quad (II.12)$$

**II.3.b-ii.2 Conductances de contact rotor** Les estimations des conductances de contact s'appuient sur les travaux de Rakotovao [7].

**Contact bobine isolant avant et/ou arrière** La bobine d'excitation est enroulée autour du bobineau entre les deux flasques avant et arrière. Le bobineau est emmanché serré entre les deux roues polaires autour du noyau. La conductance de contact relative bobine isolant avant et arrière sur la roue polaire avant et arrière est considérée comme celle d'un contact fort.

La conductance de contact bobine sur le noyau résulte également d'un contact fort.

Gélément/élément	Conductance de contact( $W/K.m^{-2}$ )
Gbobine-avt/roue-polaire	1500
Gbobine/noyau	1500

TABLE II.11 – Conductances de contact bobine, roues polaires

**Contact arbre, roue polaire** L'arbre est emmanché serré dans les roues polaires. L'effort qui permet la réalisation de cette opération est un effort de  $9T$ . Ainsi, le type de contact est considéré comme un contact très fort (tableau II.12).

Il existe un autre procédé d'emmanchement de l'arbre dans les roues polaires. La conductance de contact entre les éléments qui résulte de ce nouvel assemblage est considérée comme identique à celle de la méthode classique.

Gélément/élément	Conductance de contact( $W/K.m^{-2}$ )
Garbre/roue-pol	30000

TABLE II.12 – Conductance de contact arbre, roues polaires

**Contact roue polaire avant et roue polaire arrière** Les deux roues polaires sont serrées entre elles avec un effort axial équivalent à  $9T$ .

La conductance de contact entre ces deux éléments résulte d'un contact très fort.

Gélément/élément	Conductance de contact( $W/K.m^{-2}$ )
Groue-pol-avt/roue-pol-ar	30000

TABLE II.13 – Conductance de contact entre roues polaires

Chacun des contacts du rotor et ses paramètres thermiques sont à présent définis. Dans la suite, la mise en place des essais expérimentaux relative au rotor seul est détaillée.

### II.3.b-iii Mise en place des essais du rotor

**II.3.b-iii.1 Condition et description des essais** Au sein de la bobine, les thermocouples sont placés et représentés sur la figure II.17 par des points rouges.

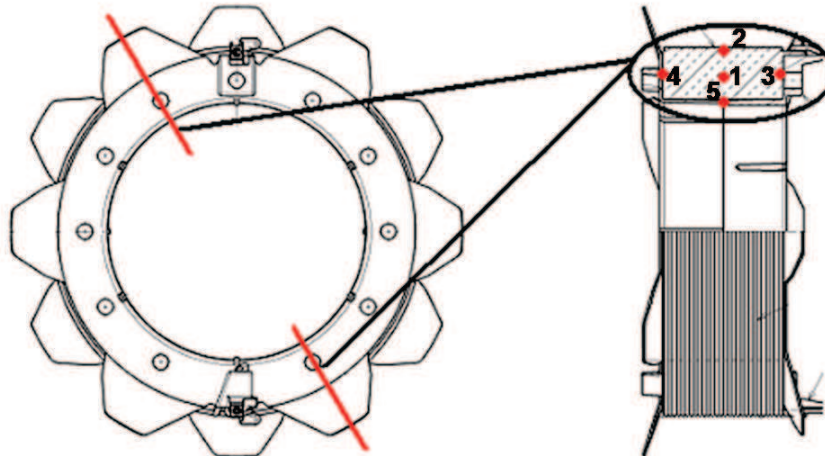


FIGURE II.17 – Localisation des thermocouples dans la bobine

Les différentes localisations des thermocouples (de type K) sont énumérées ci-après :

- Un thermocouple en milieu de bobine (1)
- Un thermocouple en surface de bobine (2)
- Trois thermocouples au niveau de l'isolant à l'avant, à l'arrière et au niveau du noyau (3,4,5)

Pour le rotor complet (roues polaires+bobine), d'autres thermocouples sont introduits sur la surface des griffes, en bas de corne et au milieu de la griffe.

Les emplacements des différents thermocouples sont représentés par des points rouges sur la figure II.18.

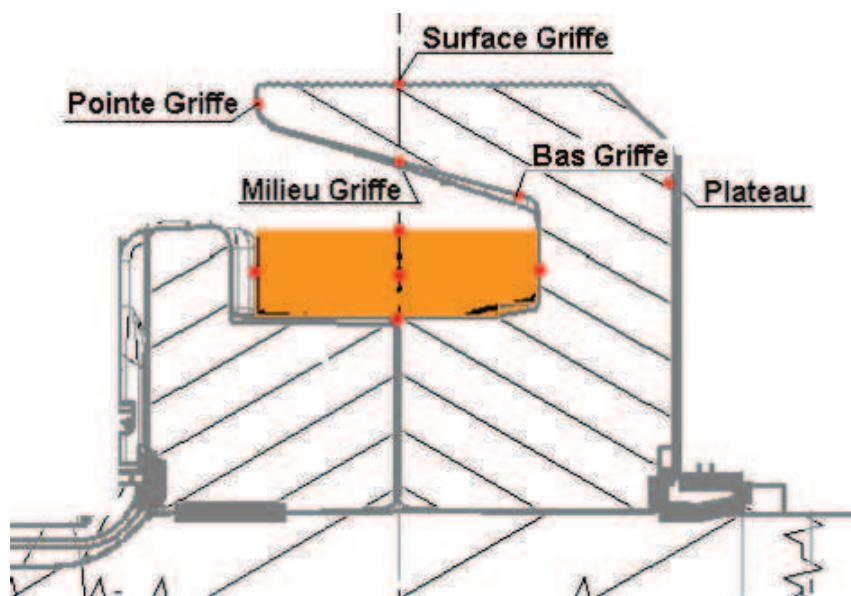


FIGURE II.18 – Localisation des thermocouples au sein du rotor complet

Les appellations des thermocouples situés dans les roues polaires sont les suivantes :

- "Surface griffe" est positionné au niveau du diamètre extérieur rotor sur la surface de la griffe
- "Bas griffe" est situé à hauteur du plateau sous la griffe et au dessus de la bobine
- "Arbre extérieur" est sur l'arbre rotor

L'intégralité des thermocouples est reliée à la centrale d'acquisition. Le dispositif expérimental utilisé est présenté à la figure II.19.



FIGURE II.19 – Dispositif expérimental-centrale d'acquisition (à droite sur la photo)

**II.3.b-iii.2 Puissance injectée** La puissance est injectée au sein de la structure par le biais du courant d'excitation (généré par une alimentation) qui traverse la bobine du rotor. La puissance est dissipée par effet Joule et est évacuée vers l'air.

La résistance rotorique évolue avec la température, sa valeur est de  $1.99\Omega$  (pour ce rotor) à température ambiante. Ainsi, la puissance injectée dans le système augmente progressivement jusqu'à ce qu'elle se stabilise (obtention du régime permanent).

### II.3.b-iii.3 Résultats des essais expérimentaux

**Essai : rotor seul** Les essais expérimentaux sont obtenus dans le cas du rotor seul. Les températures sont obtenues en régime permanent pour différents courants et sont présentés dans le tableau II.14. Celles-ci sont exprimées en degré Celcius.

Courant/noeuds	Milieu bobine	Surface bobine	Bas griffe	Pointe Griffes
1A	35	34	32	32
2A	59	58	49	48
3A	96	93	73	69
4.5A	200	191	140	135

TABLE II.14 – Résultats expérimentaux du rotor seul



**Essai : rotor+laine de verre** Pour les besoins du modèle, il est intéressant de s'affranchir des échanges convectifs avec l'isotherme air interne ( $Air\_int$ ) défini précédemment. Ainsi, afin que les transferts thermiques conductifs soient mieux maîtrisés, de la laine de verre est introduite dans l'espace intergriffe et à proximité de la bobine comme le montre la figure II.20.

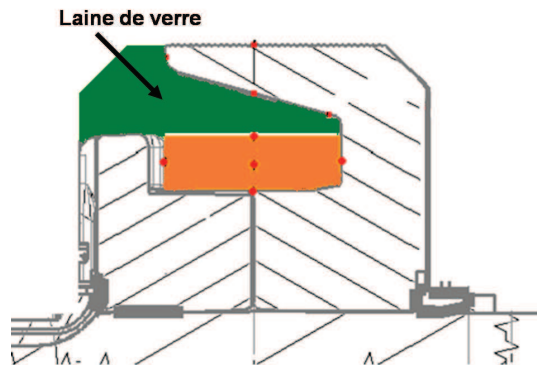


FIGURE II.20 – Rotor+laine de verre

Les températures dans le cas du rotor+laine de verre sont présentées dans le tableau II.15. Celles-ci sont exprimées en degré Celsius.

Courant/noeuds	Milieu bobine	Surface bobine	Bas griffe	Pointe Griffes
2A	50	48	58	57
3A	107	105	85	84

TABLE II.15 – Résultats expérimentaux du rotor avec laine de verre

Les températures obtenues sont plus chaudes puisque la surface d'échange équivalente fer/air est plus petite dans ce cas.

### II.3.b-iv Modèle analytique, résultat et comparaison

**II.3.b-iv.1 Puissance injectée et coefficients d'échange** L'estimation des corrélations des coefficients d'échange en convection naturelle pour le rotor pose les mêmes problèmes que ceux rencontrés pour le stator. La même méthodologie que précédemment sera utilisée.

La puissance injectée dans la bobine est le produit du courant (fixé par la commande en courant) et de la tension qui évolue en fonction de la température.

Le coefficient d'échange est déterminé par [II.10] où  $T_{surf}$  et  $S_{surf}$  correspondent respectivement à la température de surface de la griffe et à la surface équivalente représentant la somme des surfaces avec l'air.

Les coefficients d'échange utilisés dans le cas rotor seul et rotor+laine de verre pour différents courants sont représentés respectivement dans les tableaux II.16 et II.17.



$I_{ext}$	1A	1.25A	1.5A	2A
Coefficient échange ( $W.m^{-2}.K^{-1}$ )	10.14	9.09	8.89	9.89
Température cuivre ( $^{\circ}C$ )	35	38	48	59
Température griffe ( $^{\circ}C$ )	31	35	43	49
Température ambiante ( $^{\circ}C$ )	26	26	29	25

TABLE II.16 – Coefficients d'échanges utilisés pour la validation du modèle

$I_{ext}$	1A	2A	3A
Coefficient échange ( $W.m^{-2}.K^{-1}$ )	7	9.1	10.34
Température cuivre ( $^{\circ}C$ )	32	58	107
Température griffe ( $^{\circ}C$ )	30	49	83
Température ambiante ( $^{\circ}C$ )	22	23	23

TABLE II.17 – Coefficients d'échanges utilisés pour la validation du modèle

**II.3.b-iv.2 Résultats, essais expérimentaux et comparaison** Les températures ont été simulées via un modèle analytique. Les figures II.21 et II.22 présentent les comparaisons entre modèle et essais expérimentaux pour les courants de 1A et 2A.

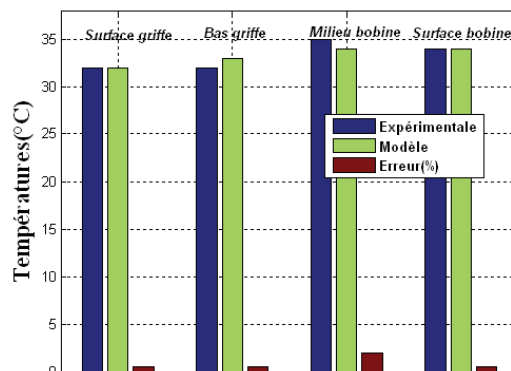


FIGURE II.21 – Comparaison des températures données par le modèle et les essais expérimentaux pour un courant de 1A

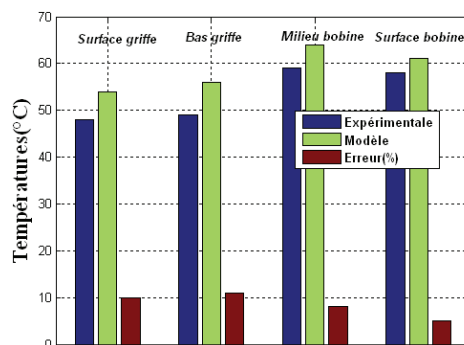


FIGURE II.22 – Comparaison des températures données par le modèle et les essais expérimentaux pour un courant de 2A

Les écarts de température entre les essais expérimentaux et les résultats du modèle augmentent avec le courant. En effet, les échanges convectifs avec l'air interne évoluent avec la température et ne peuvent être considérés. Par conséquent, l'étude du rotor+laine de verre a tout son intérêt.

Les températures dans le cas du rotor+laine de verre sont présentées sur les figures II.23 et II.24 pour des courants de 1A et 3A.

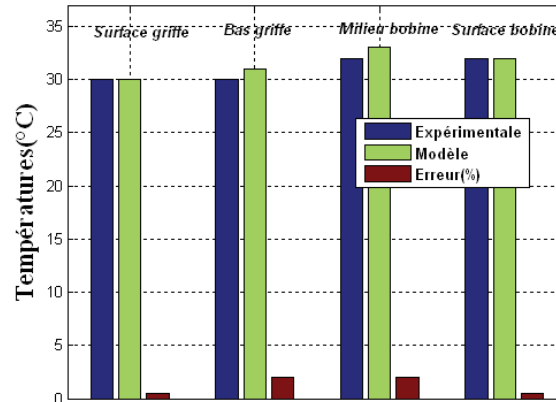


FIGURE II.23 – Comparaison modèle et essais expérimentaux/courant de 1A (cas avec laine de verre)

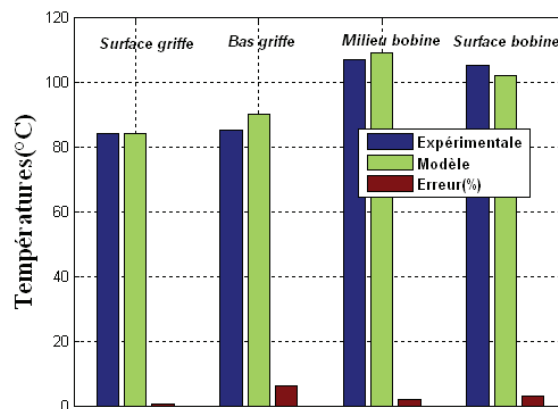


FIGURE II.24 – Comparaison modèle et essais expérimentaux/courant de 3A (cas avec laine de verre)

L'erreur est minimisée dans ce cas. Les écarts sont évalués à moins de 10%. La discrétisation et les paramètres utilisés sont cohérents.

Les autres sous-ensembles tels que les roulements ne sont pas détaillés ici.

Le réseau nodal a été mis en place en justifiant chacun des paramètres thermiques. Il est important de pouvoir caractériser et estimer les échanges convectifs au sein de la machine. La suite évoque ces problématiques.

## II.4 Aspect convectif

### II.4.a Modélisation aéraulique et thermique de la machine par des méthodes numériques

L'objectif de l'étude est de développer des méthodologies numériques dans la perspective d'avoir une caractérisation thermique convective de toutes les machines.

C'est dans ce contexte particulier que sont établis les différents modèles numériques. Ces derniers permettront de mieux appréhender les écoulements et les transferts thermiques dans la machine.

Dans cette partie, deux machines sont étudiées. Le tableau II.18 récapitule les caractéristiques de chacune d'entre elles.

Nom machine	Diamètre extérieur stator	Débit électrique (6000tr/min, plein champ)
Machine 1	140mm	170A
Machine 2	133mm	180A

TABLE II.18 – Caractéristiques des machines

L'étude aéro-thermique se situe autour de 3000tr/min puisque c'est le point de fonctionnement critique pour la thermique machine.

La méthodologie de calcul appliquée pour l'ensemble des modèles numériques est basée sur la méthode des volumes finis. Le logiciel qui a été utilisé tout au long de l'étude est Fluent.

#### II.4.a-i Étude aéraulique au sein de la cavité avant de la machine 1

La machine 1 est utilisée pour comparer et valider les débits aérauliques obtenus numériquement et ceux obtenus par une méthode expérimentale.

**II.4.a-i.1 Géométrie et hypothèse de calcul** La géométrie étudiée (figure II.25) comporte un palier, un ventilateur, une tête de bobine et une poulie (pas indispensable dans la modélisation). Les géométries n'ont subi que peu de modifications. Seules les ar-

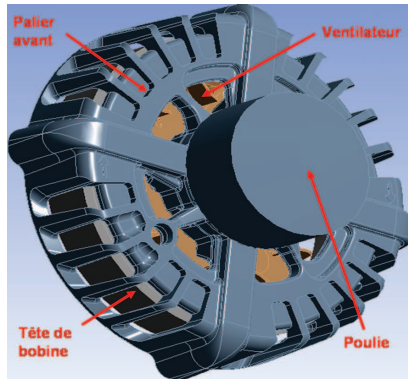


FIGURE II.25 – Les géométries utilisées dans le modèle numérique

rêtes vives sont supprimées. La tête de bobine n'est pas reproduite conforme à la réalité ; elle est considérée comme une couronne de forme rectangulaire pleine. De ce fait, dans cette configuration, la tête de bobine est imperméable à l'air. Ceci constitue une hypothèse forte qu'il faudra discuter par la suite. Puisque le calcul concerne uniquement les écoulements dans la cavité, seules les zones d'air sont modélisées.

Il n'est pas possible de considérer de symétries pour la structure envisagée puisque le ventilateur est lui-même non-symétrique. La géométrie ainsi maillée contient environ 2000000 d'éléments tétraédriques.

Pour tenir compte des mouvements fluidiques engendrés par la rotation du ventilateur, deux modèles différents sont utilisés.

Le modèle "Moving Reference Frame" (MRF) considère l'écoulement stationnaire et régulier. Ainsi, il suppose une faible interaction rotor/stator.

De plus, le ventilateur est fixé suivant une position. Il est important de pouvoir apprécier les résultats lorsque la position du ventilateur est changée. Plusieurs simulations dans [30] ont été réalisées par Nobre pour différentes positions du ventilateur ( $0^\circ$ ,  $45^\circ$  et  $90^\circ$ ). Des écarts de moins de 3% ont été observés. En conséquence, une simulation pour une position du ventilateur donnée est suffisante.

Dans le cas d'une interaction forte entre le rotor et le stator, le modèle qui est recommandé est le modèle "moving mesh". Afin d'utiliser ce type de modèle, deux zones distinctes sont créées une pour le volume fixe et une autre pour le volume tournant. Ces volumes peuvent avoir des maillages différents. Par contre, il est indispensable d'avoir une "interface de maillage" entre ces deux volumes. Les deux parties peuvent alors glisser l'une par rapport à l'autre suivant l'interface de maillage définie. L'écoulement du fluide est instationnaire : à chaque pas de temps, le volume tournant glisse par rapport au volume fixe.

**II.4.a-i.2 Description des parties fixes et mobiles** Le volume d'air autour du ventilateur est mis en rotation (figure II.27). A l'interface de celui-ci, les volumes d'air à l'intérieur de la cavité et à l'extérieur sont fixes (figure II.26). La taille du domaine tel qu'il est défini est jugé suffisant.

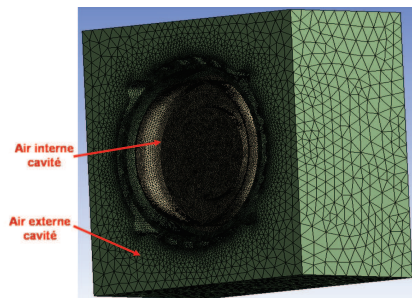


FIGURE II.26 – Illustration du domaine de calcul

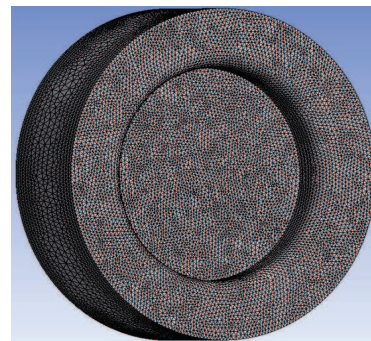


FIGURE II.27 – Volume d'air tournant

**II.4.a-i.3 Description de la méthodologie numérique** Des conditions limites de pression "pressure-outlet" doivent être définies sur les surfaces extérieures du domaine fixe

puisque la machine est considérée comme ouverte.

Les schémas de discrétisation sont les modèles du second ordre pour la pression et "up-wind" du second ordre pour les autres équations mis en jeu dans le modèle.

Le modèle de turbulence  $k - \epsilon$  réalisable est utilisé. Ce dernier utilise deux équations qui permettent de déterminer séparément la viscosité turbulente et l'échelle caractéristique des longueurs. Du point de vue de la performance, ce modèle est robuste, économique en terme de temps de calcul et assez précis pour une bonne partie des modèles développés.

Puisque le maillage en proche paroi n'est pas suffisamment fin ( $y^+ > 10$ ), le modèle "Standard Wall function" est appliqué. Pour traiter des problèmes de paroi, ce modèle utilise des fonctions semi-empiriques pour représenter la vitesse et des équations simplifiés pour modéliser les éléments en proche paroi (annexe B).

Les critères de convergence utilisés pour chaque itération sont directement liés à la valeur des résidus. Une solution est considérée convergée lorsque l'ensemble des résidus est inférieur à  $10^{-3}$ . De plus, pour s'assurer de la convergence, des sondes en entrée et sortie du palier permettent de vérifier le bilan de masse.

En terme de temps de calcul, pour le modèle "maillage glissant", la convergence est obtenue au bout de 3 tours de roue (soit une durée de 2/3jours). L'utilisation du modèle "volume tournant" nécessite seulement 12h de calcul dans ce cas.

**II.4.a-i.4 Structure de l'écoulement** Les simulations du modèle développé permettent d'avoir une représentation de l'écoulement pour différentes vitesses : 2000, 3000 et 4000tr/min (figure II.28). La structure obtenue est identique pour l'ensemble des cas. Le principal changement concerne la différence des vitesses en valeur absolue.

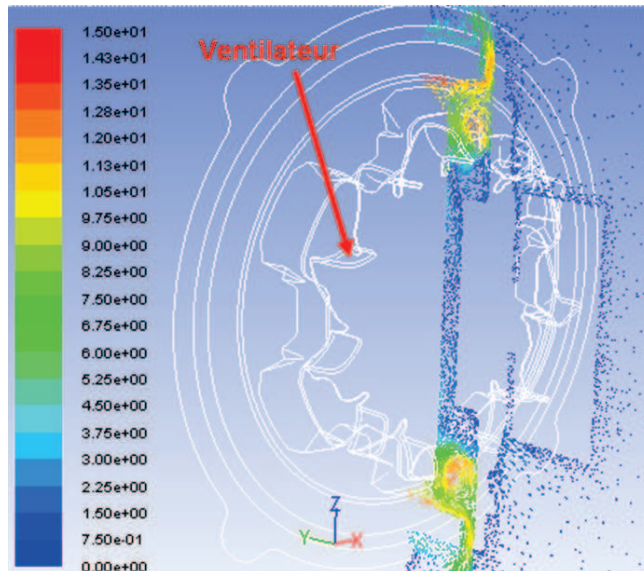


FIGURE II.28 – Simulation de l'écoulement au sein de la cavité

La structure globale de l'écoulement est présentée sur une coupe axiale (figure II.29)

et radiale de la machine (figure II.30) pour une vitesse de rotation du ventilateur de 3000tr/min.

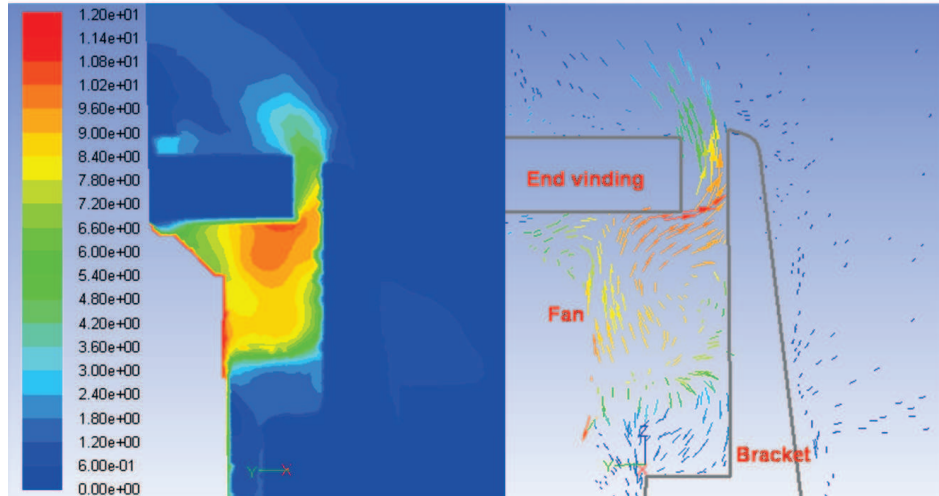


FIGURE II.29 – Représentation du champ des vitesses sur une coupe axiale (m/s)

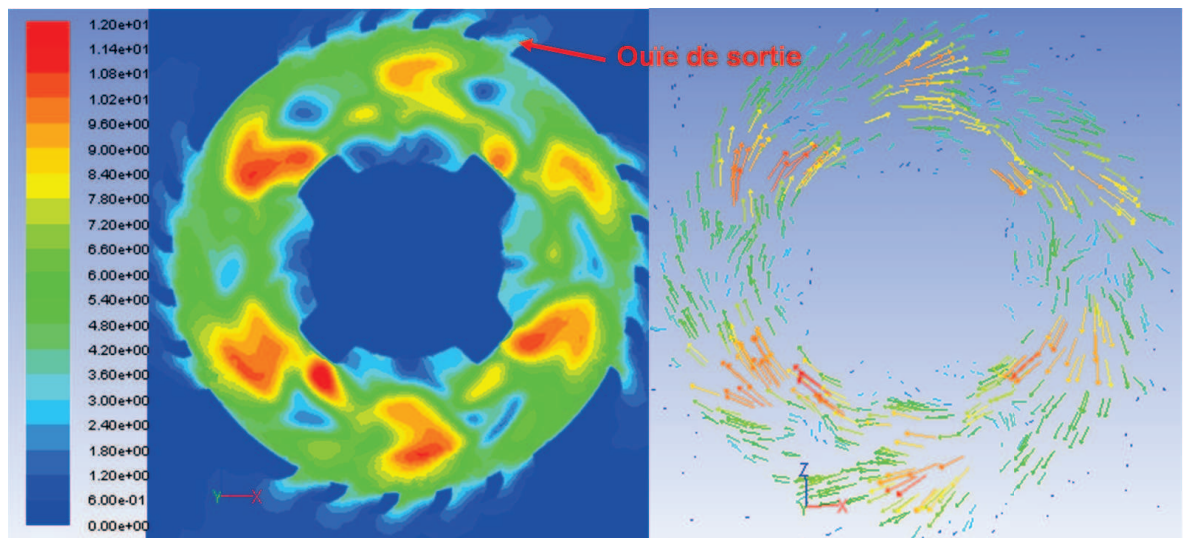


FIGURE II.30 – Représentation du champ des vitesses sur une coupe radiale (m/s)

Sur la coupe axiale de la machine (figure II.29), l'air entre par les ouïes d'entrée du palier dans la direction axiale et longe les pâles du ventilateur. Puis, il sort radialement en sortie de pale, traverse la section de passage entre le palier et la tête de bobine. Enfin, l'air s'échappe vers l'extérieur par les ouïes de sortie du palier.

Sur la coupe radiale, de part la rotation du ventilateur, les particules d'air ont une trajectoire circulaire autour de l'axe  $Oz$ . Au fur et à mesure qu'elles s'éloignent du diamètre extérieur du ventilateur, ces particules acquièrent une trajectoire radiale de part la dépression au niveau des ouïes de sortie.



**II.4.a-i.5 Distribution des pressions au sein de la cavité** Les pressions obtenues au sein de la cavité de la machine peuvent être visualisées pour l'ensemble des vitesses de rotation. Les tendances observées sont identiques pour l'intégralité des vitesses ; seuls les résultats de la simulation à 3000tr/min sont présentés sur un pas de temps donné (modèle "maillage glissant").

La figure II.31 présente la pression statique comparée à la pression atmosphérique sur une coupe axiale de la machine. La pression à l'entrée des pâles du ventilateur est inférieure à la pression atmosphérique en valeur absolue de l'ordre de -120Pa (la pression atmosphérique est la pression de référence). En sortie de pale, sous la tête de bobine, la surpression peut atteindre jusqu'à +150Pa. Ces différentes valeurs sont relativement proches de la pression standard.

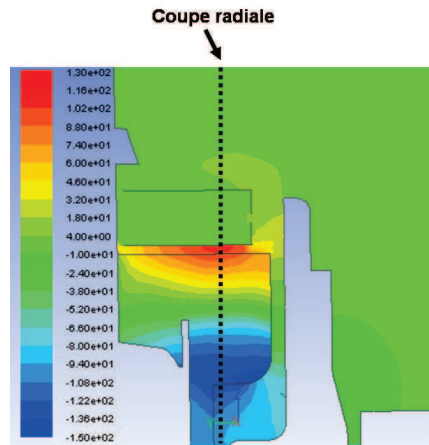


FIGURE II.31 – Répartition des pressions sur une coupe axiale (en Pa par rapport à la pression atmosphérique)

La figure II.32 présente une coupe radiale de la machine. L'impact du ventilateur sur l'écoulement d'air est observable. Les zones de plus forte pression, comme il a été dit précédemment, sont localisées sous la tête de bobine. De même, les zones de plus basse pression sont situées à l'intérieur du disque dont le diamètre correspond au diamètre extérieur du ventilateur.

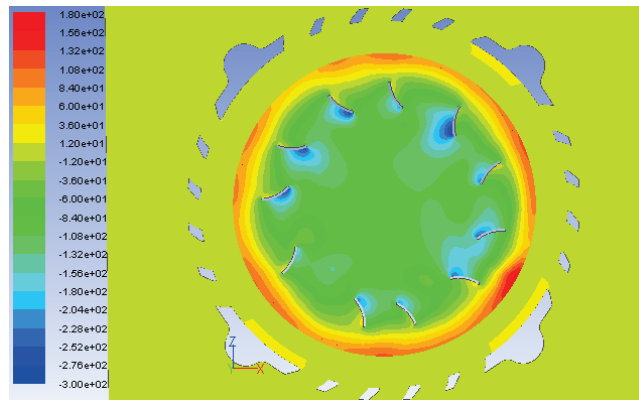


FIGURE II.32 – Répartition des pressions sur une coupe radiale

### II.4.a-i.6 Résultats, essais expérimentaux et comparaison

**Mise en place des essais expérimentaux** L'objectif des essais expérimentaux est de mesurer le débit d'air dans la zone d'aspiration du ventilateur (en entrée du palier).

Pour ce faire, la machine est fixée sur une platine de montage et est entraînée en rotation à l'aide d'un moteur électrique. Le moyen de mesure utilisé pour la mesure de débit d'air est un thermo-anémomètre à fil chaud.

Le principe de mesure est le suivant et est présenté à la figure II.33. Le passage d'un faible courant à travers un fil métallique induit un échauffement au sein du matériau (pertes Joule). Suivant les fluctuations du débit d'air (produit par un changement de vitesse de rotation), la résistance électrique du matériau varie. La vitesse d'air à proximité du fil est donc proportionnelle à la variation de résistance électrique du matériau (du fil).

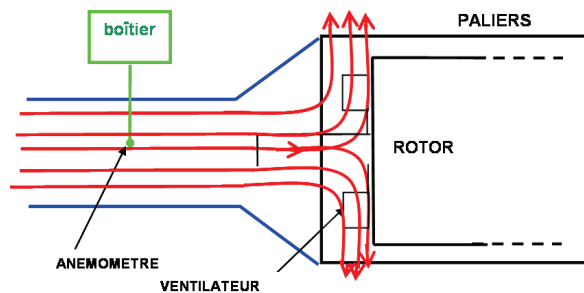


FIGURE II.33 – Principe de mesure

Le montage du dispositif expérimental est réalisé en trois phases consécutives. La première phase (figure II.34) consiste à fixer un disque sur le palier avant (ou arrière). De cette manière, le disque permet d'annihiler le rebouclage d'air en sortie des ouïes radiales vers les ouïes axiales du palier.

Dans un second temps (figure II.35), un cône conçu pour s'adapter à l'intégralité des diamètres palier est positionné contre le disque. Ce cône permet de guider le flux d'air en garantissant des pertes de charge minimales.

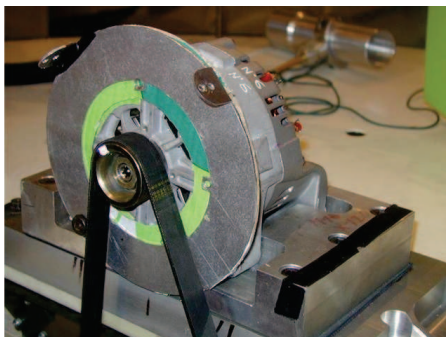


FIGURE II.34 – Plaque fixée

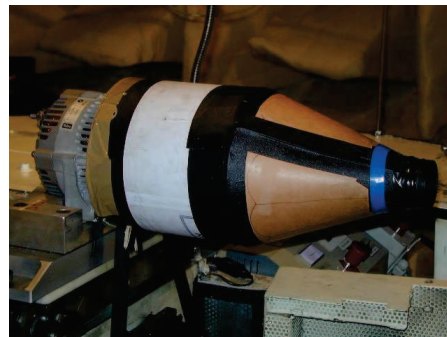


FIGURE II.35 – Cône d'aspiration



En bout du cône, un tube métallique à section constante dans lequel est placée la sonde de l'anémomètre est fixé (figure II.36).

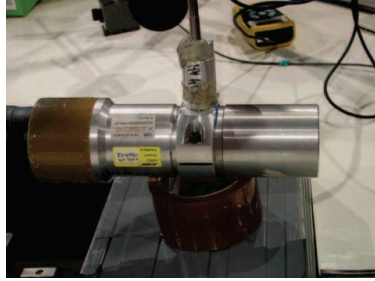


FIGURE II.36 – Sonde anémométrique

Comme il a été précisé, la sonde anémométrique fournit une mesure de vitesse d'air. Pour avoir une mesure valide, la sonde doit être positionnée de façon à ce que le fil métallique soit dans un plan de coupe radiale du cône (plan normal au champ de vitesse). En général, pour une position axiale donnée, l'anémomètre est placé au centre du cône. Pour calculer le débit d'air moyen, la surface équivalente est estimée en retranchant à la section de passage la surface du dispositif immergée dans le flux d'air à l'intérieur du cône. Ainsi, le débit d'air expérimental est déterminé par le produit de la surface équivalente et de la mesure de vitesse d'air expérimentale. En toute rigueur, pour calculer le débit moyen sur la surface, il faudrait réaliser un profil des vitesses le long d'un diamètre de la section du cône comme il est indiqué sur la figure II.37.

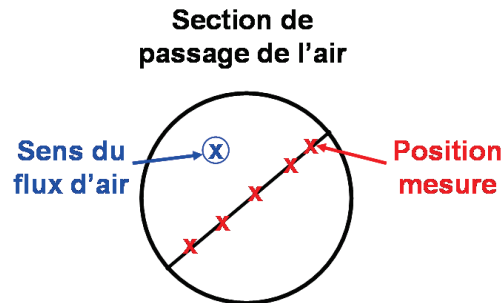


FIGURE II.37 – Mesure du profil de vitesse

Le débit d'air  $D_v$  est exprimé en fonction de la section équivalente  $S$  suivant la formule :

$$D_v = \int \int \vec{v}(S) \cdot d\vec{S} \quad (\text{II.13})$$

En supposant que l'écoulement est turbulent (à partir de 1500tr/min), la vitesse d'air est considérée identique dans toute la section.

**Résultats et comparaison** Le tableau II.21 présente les débits d'air obtenus avec les essais expérimentaux, les simulations en utilisant le modèle "maillage glissant" et celles

Vitesse de rotation (tr/min)	2000	3000	4000
Débit d'air "volume tournant" ( $dm^3/s$ )	4.5	6.8	9
Débit d'air "maillage glissant" ( $dm^3/s$ )	4.3	6.4	8.5
Débit d'air expérimental ( $dm^3/s$ )	4	6	8

TABLE II.19 – Débits d'air au sein de la machine pour plusieurs vitesses

en utilisant le modèle "volume tournant". Les résultats sont donnés pour trois vitesses 2000, 3000 et 4000tr/min.

Les simulations réalisées avec le modèle "volume tournant" et "maillage glissant" surestiment les débits d'air en comparaison avec ceux obtenus expérimentalement. Les résultats numériques obtenues sont très acceptables en comparaison avec la réalité.

D'autres simulations sont réalisées avec des maillages plus affinés tels que le  $y^+ < 1$  notamment sur les parois de la tête de bobine. De cette manière, le modèle  $k - \omega SST$  (référéncé dans l'annexe B) a pu être utilisé. Les écarts observés entre les différents types de modèle sont inférieurs à 2%.

Pour l'intégralité des calculs numériques, essentiellement pour des raisons de faisabilité et de temps de calcul, seul le modèle "volume tournant" est suffisant. Dans ce cas, il faut garder à l'esprit que les débits d'air sont supérieurs en comparaison avec le modèle "maillage glissant" (ce dernier se rapproche le plus de la réalité).

## II.4.a-ii Étude aéraulique de la machine 2

### II.4.a-ii.1 Géométrie et hypothèse de calcul

La géométrie utilisée n'a subi que peu de modifications. Les pièces qui n'influent pas sur la forme des écoulements sont supprimées. Les têtes de bobines sont considérées comme des couronnes pleines de forme rectangulaire. Dans cette configuration, elles sont considérées comme imperméables. Une goulotte permettant de connecter les sorties de phase est pris en compte au sein de la cavité arrière. De plus, les espaces d'air entre le stator et les têtes de bobine conséquence de la sortie des fils de cuivre de l'encoche sont conservés pour la modélisation.

Hormis la partie arrière (électronique, diodes, régulateur), la machine est représentée dans son intégralité (figure II.38). En toute rigueur, les pertes de charges générées par la partie arrière doivent être intégrées au modèle. Par conséquent, pour le modèle numérique, une dépression est appliquée en entrée du palier arrière. Cette dernière est estimée en mesurant expérimentalement les débits d'air arrière pour une configuration avec pont et sans pont. Puis, la dépression est évalué sur le modèle numérique en recalant le débit d'air.

Le tableau II.20 présente le comparatif des débits d'air obtenus pour les deux configurations citées. Au sein de la machine, sont répertoriées trois zones d'air, la cavité avant, la cavité arrière et l'entrefer. En utilisant le modèle MRF (Moving Reference Frame), le volume d'air de l'entrefer est mis en rotation. De même, les volumes d'air autour des ventilateurs dans les cavités sont en rotation. A l'interface de ceux-ci, les volumes d'air inter-cavité sont fixes. Le modèle complet contient environ 2600000 d'éléments tétraédriques.

Vitesse (tr/min)	Configuration avec pont	Configuration sans pont	Ecart
2000	4.90	4.37	0.53
3000	6.3	7.13	0.83
4000	8.51	9.66	1.15

TABLE II.20 – Comparaisons des débits d'air expérimentaux avec et sans pont

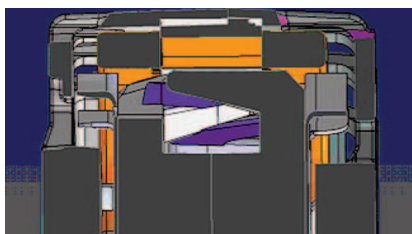


FIGURE II.38 – Coupe axiale de la machine 1

**II.4.a-ii.2 Les méthodes numériques utilisées** Hormis la condition de pression à l'arrière de la machine, des conditions limites de pression doivent être définies sur les surfaces extérieures du domaine puisque la machine est considérée comme ouverte. La méthodologie numérique est la même que pour la machine 1.

**II.4.a-ii.3 Structure de l'écoulement** Les simulations de la machine permettent d'avoir une représentation de l'écoulement pour différentes vitesses : 2000, 3000 et 4000tr/min. La structure est la même dans chacun des cas.

La structure globale de l'écoulement est présentée en figure II.39 et II.40 .

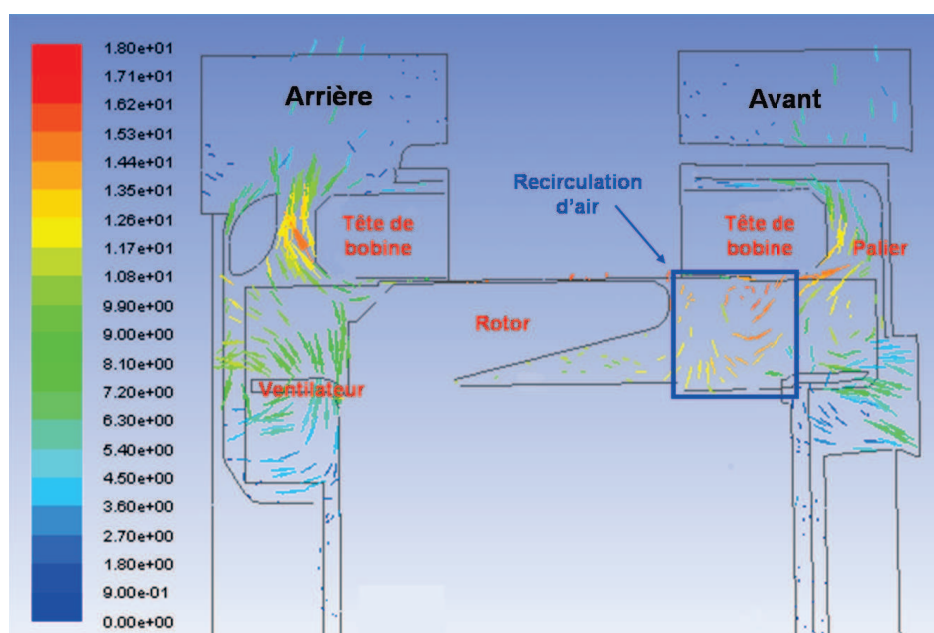


FIGURE II.39 – Structure globale des écoulements dans la machine à griffes

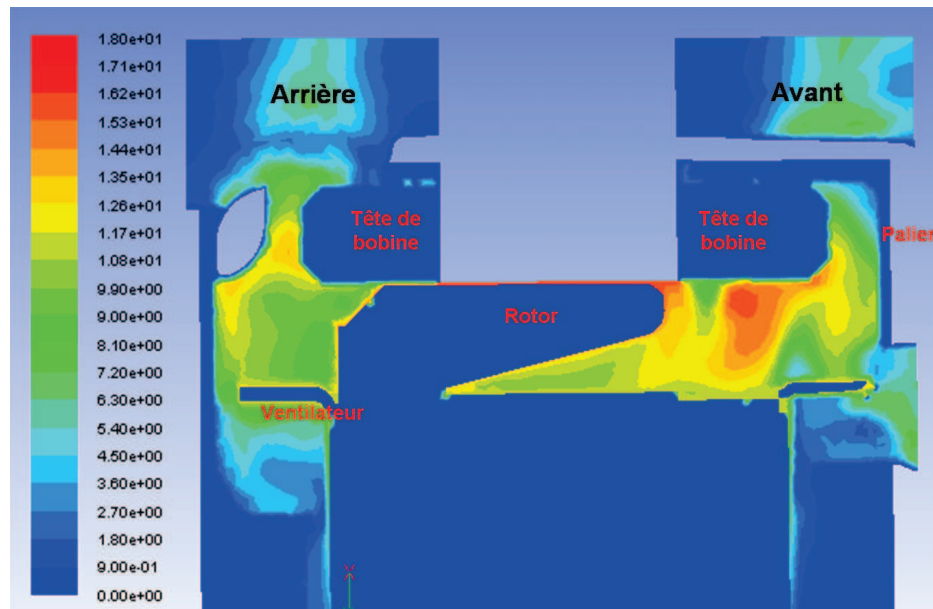


FIGURE II.40 – Représentation du champ des vitesses de l'écoulement dans la machine

Deux trajectoires principales sont observées au sein des deux cavités avant et arrière. A l'évidence, elles peuvent être considérées comme indépendantes l'une de l'autre. Dans la cavité (et c'est ce qui avait été vu sur le cas précédent), l'air est aspiré à travers les ouïes d'entrée du palier suivant la direction axiale. A la sortie des pâles du ventilateur, l'air traverse l'espace palier/tête de bobine et est dirigé vers les ouïes de sortie suivant la direction radiale.

Un flux d'air secondaire traverse l'entrefer dans un sens privilégié ; ce sens est directement lié à la pression dans les cavités. Une partie du flux d'air axial passe entre les roues polaires à travers les espaces intergriffes. Pour conclure, le débit d'air axial est le couplage aéraulique entre la cavité avant et la cavité arrière.

Des recirculations d'air sont observées entre deux griffes consécutives (par effet de pompage). Ce sont principalement ces recirculations qui génèrent le bruit aéraulique intrinsèque au rotor.

La structure d'écoulement est cohérente avec l'évacuation de la chaleur sur les têtes de bobine. D'autre part, l'écoulement axial (flux secondaire) qui traverse les roues polaires peut être un paramètre influent pour le refroidissement de la machine à condition qu'il ne pénalise pas les transferts thermiques principaux. Les résultats des débits arrière, avant et axial pour la machine<sup>1</sup> sont présentés dans le tableau II.21 pour plusieurs vitesses de rotation.

D'après le tableau, le bilan aéraulique entrée/sortie à l'avant et à l'arrière est toujours respecté. Pour l'ensemble des vitesses et cette configuration de machine, le flux d'air est

Vitesse de rotation (tr/min)	2000	3000	4000
Débit d'air arrière entrant (l/s)	5.8	9.6	13.5
Débit d'air avant entrant (l/s)	4.7	9.3	12.3
Débit d'air arrière sortant (l/s)	6.1	9.9	13.8
Débit d'air avant sortant (l/s)	4.4	9	12.6
Débit d'air axial (l/s)	0.3	0.3	0.3

TABLE II.21 – Conductance de contact roues polaires/ventilateurs

dirigé de l'arrière vers l'avant.

D'autre part, les débits axiaux dans chacun des cas obtenus sont relativement faibles. Ceci justifie en partie, dans le cadre d'une étude thermique, de pouvoir traiter séparément la cavité avant de la cavité arrière (l'une influe peu sur l'autre)

**II.4.a-ii.4 Distribution des pressions dans la machine** Comme l'étude précédente, les tendances observées sont identiques pour l'intégralité des vitesses. La distribution de pression est présentée sur une coupe axiale de la machine pour une vitesse de rotation de 3000tr/min (figure II.41).

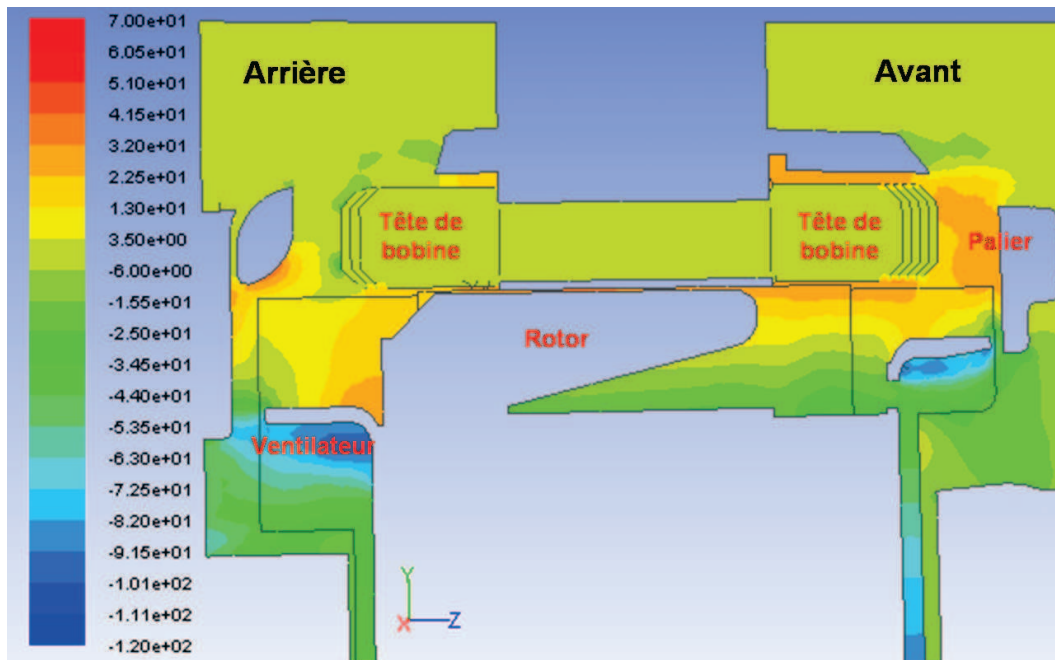


FIGURE II.41 – Distribution de pression sur une coupe axiale machine

Les zones de plus forte pression (environ Pa+100Pa) sont situées à la sortie du ventilateur sous les têtes de bobine. De même, les zones de plus basse pression sont localisées dans le volume d'air autour du ventilateur. Il y a aussi des zones de forte pression sous les ailettes de sortie du palier.

Ce sont les zones de pression localisées sous les têtes de bobine avant et arrière qui influent sur le débit d'air axial. Il s'agira par la suite, pour une meilleure compréhension des écoulements dans la machine, d'identifier les paramètres géométriques qui conditionnent la

pression statique sous la tête de bobine.

### II.4.a-iii Modélisation thermique de la machine 2

Puisque le système de refroidissement utilisé est le même à l'avant et à l'arrière et en supposant que le couplage thermique est faible, l'étude portera uniquement sur la partie avant de la machine 2. De cette façon, le maillage dans la cavité peut être affiné.

**II.4.a-iii.1 Géométrie et hypothèse de calcul** Comme les études précédentes, contenu de la non-symétrie du ventilateur, la géométrie doit être représentée dans son intégralité. Cette fois, les zones d'air internes et externes cavités ainsi que les éléments tête de bobine, palier et ventilateur sont intégrés dans le modèle numérique. Les géométries réelles des éléments ont été conservées ; seules les arrêtes vives sont supprimées. La tête de bobine est toujours considérée comme une couronne rectangulaire pleine. Les zones d'ouvertures de la tête de bobine à proximité du stator sont enlevées. Le maillage, certes plus fin, est proche du maillage de la cavité avant de la machine 1.

La géométrie ainsi définie contient environ 8000000. Des couches limites sont notamment créées le long des parois de la tête de bobine. La méthode "volume tournant" est toujours utilisée. Aucune condition de pression (comme il a été mentionné) à l'entrée de l'entrefer n'est imposée (en vue de prendre en compte un débit d'air axial).

**II.4.a-iii.2 Méthode numérique** Le modèle de turbulence  $k-\omega$  SST est utilisé pour la modélisation. Les schémas de discrétisation sont les modèles standard pour la pression et "upwind" du second pour les autres équations dont l'énergie sauf l'équation  $\omega$  qui est laissé au premier ordre.

Comme précédemment, les critères de convergence sont évalués à partir de la valeur des résidus. Une solution a convergé lorsque l'ensemble des résidus a atteint  $10^{-3}$ .

**II.4.a-iii.3 Transferts convectifs dans le modèle** Les zones d'étude où sont estimées les transferts convectifs sont localisées sur la figure II.42. Elles sont répertoriées suivant :

- La zone 1 correspond à la surface extérieure du palier. La température d'entrée d'air est la température ambiante
- La zone 2 représente les surfaces du ventilateur en contact avec l'air
- La zone 3 constitue l'ensemble des surfaces dessous, dessus et face de la tête de bobine
- La zone 4 correspond à la surface intérieure du palier

Le retour d'expérience sur de nombreuses machines en fonctionnement réel indique que la température de sortie d'air ainsi que la température interne à la cavité varient peu en comparaison avec la température d'entrée d'air. En conséquence, les transferts convectifs au niveau des différentes zones peuvent être étudiés de manière indépendante. La température ambiante doit être la même pour l'ensemble des études thermiques.

En toute rigueur, puisque les propriétés physiques de l'air varient avec la température, une étude thermique devrait être menée pour plusieurs températures ambiantes dont la

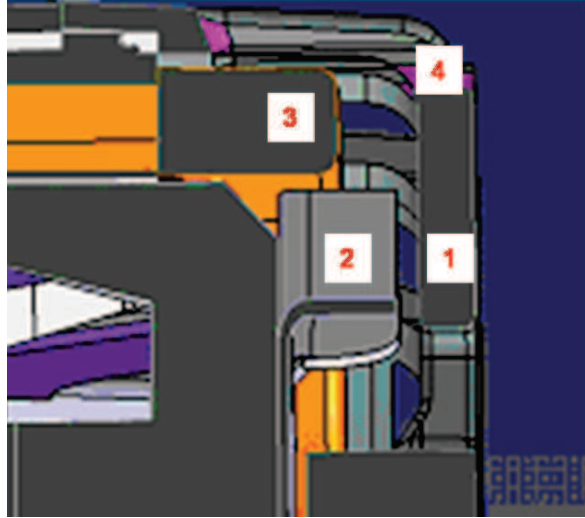


FIGURE II.42 – Zones d'étude des transferts convectifs

température extrême ( $120^{\circ}\text{C}$  sur véhicule). Cette campagne d'essais numériques est longue et ambitieuse et ne sera pas traitée dans son intégralité. Un certain nombre d'essais a néanmoins été réalisé pour ces températures et les différences observées ne sont pas significatives. En conséquence, les résultats des conductances obtenus à  $25^{\circ}\text{C}$  peuvent être réutilisés pour d'autres températures ambiantes.

**Simulation et estimation des conductances de convection** L'objectif est d'évaluer les conductances de convection au niveau de chacune des zones. La méthodologie est exposée sur un exemple, le calcul de la conductance de convection associée à la tête de bobine avant (zone 3).

Les conditions limites pour la simulation thermique sont les suivantes. Une puissance  $P$  est introduite au niveau de la zone 3 dans la tête de bobine. La température ambiante imposée sur les contours du domaine de calcul est à  $25^{\circ}\text{C}$ .

Dans le cas d'une étude à l'arrière, contenu de l'échauffement du pont de diode, une température supérieure à la température ambiante est imposée. Elle est estimée à partir d'une conductance fluïdique (qui a déjà été énoncée) qui prend en compte les pertes de charge liées au dissipateur. Dans ce cadre, pour estimer la température d'entrée d'air, la puissance utilisée correspond à l'ensemble des pertes du pont de diode (la résistance dissipateur/palier est supposé faible).

La figure II.43 présente la simulation numérique obtenue à 3000tr/min pour les conditions limites choisies.

La conductance de convection associée à la zone 3 est définie à partir de la relation :

$$G = \frac{P}{T_{zone3} - T_{ref}} \quad (\text{II.14})$$



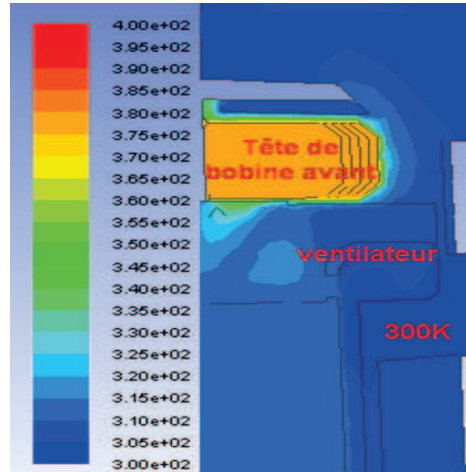


FIGURE II.43 – Simulations thermiques en K- puissance en W au niveau de la zone 3 (à 3000tr/min)

$T_{zone3}$  : Température tête de bobine

$T_{ref}$  : Température de référence (température ambiante dans notre cas)

Les simulations thermiques sont réalisées pour d'autres vitesses 2000 et 4000tr/min. De cette manière, une corrélation de la conductance de convection "zone 3" est déterminée en fonction de la vitesse de rotation (figure II.47).

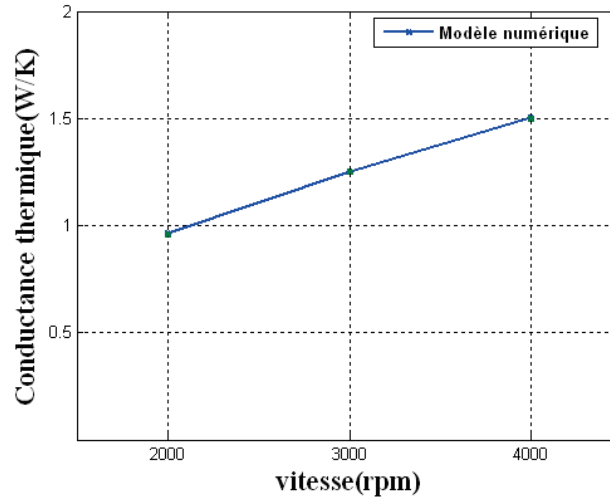


FIGURE II.44 – Corrélation conductance de convection zone 3

La corrélation associée à la conductance "zone 3" utilisée dans le modèle analytique est exprimée en fonction de la vitesse par :

$$G_{tb} = 0.272v^{0.5074} \quad (\text{II.15})$$

Les corrélations des autres zones sont présentées sur les figures suivantes :

- Conductance de convection associée à la "zone 2"



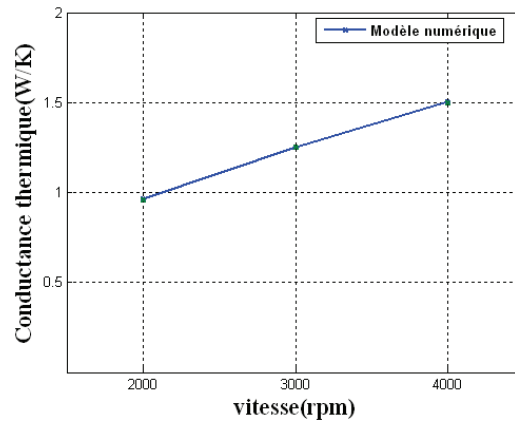


FIGURE II.45 – Corrélation conductance de convection zone 2

- Conductance de convection associée à la "zone 1"

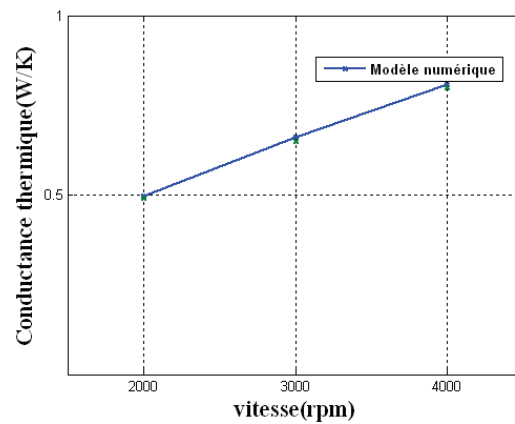


FIGURE II.46 – Corrélation conductance de convection zone 1

- Conductance de convection associée à la "zone 4"

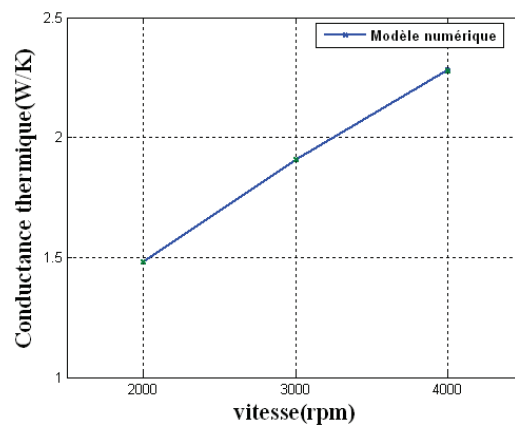


FIGURE II.47 – Corrélation conductance de convection zone 4

## II.5 Les échanges thermiques rotor/stator

L'entrefer est une zone d'air délimitée par deux cylindres coaxiaux dont un est fixe et l'autre est en rotation. Dans le cas de deux cylindres lisses (ce qui n'est pas le cas dans notre application), l'écoulement est décrit par la relation de Taylor :

$$T_a = \frac{\omega r_m e^3}{\nu^2} \quad (\text{II.16})$$

où

$r_m = e/\ln(r_e/r_i)$  est le rayon logarithmique moyen  
 $e$  représente l'épaisseur d'entrefer

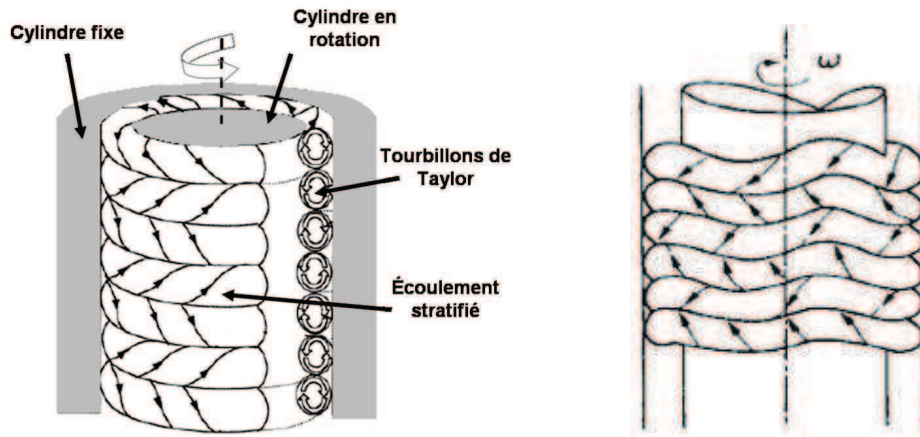


FIGURE II.48 – Écoulement laminaire de Taylor FIGURE II.49 – Écoulement de Taylor-seconde instabilité

Au delà d'une première valeur critique du coefficient de Taylor  $T_{a1}$ , il apparaît au sein de l'écoulement axisymétrique des tourbillons appelés tourbillons de Taylor.

Si l'on continue d'augmenter la vitesse de rotation, le dépassement d'un deuxième nombre de Taylor critique  $T_{a2}$  traduit l'apparition d'un régime d'ondes azimutales. Dans cette configuration, les tubes tourbillonnaires présentent des ondulations qui progressent dans le sens de rotation du cylindre intérieur. L'écoulement perd ainsi sa caractéristique axisymétrique.

A partir du troisième seuil de Taylor  $T_{a3}$ , l'écoulement est en partie turbulent.

Les corrélations pour le transfert de chaleur dans le cadre d'un entrefer lisse sont donnés par les relations suivantes :

$$\text{Si } (T_a/F_g) \leq T_{a1} \quad N_u = \frac{2e/r_i}{\ln(1 + e/r_i)} \quad (\text{II.17})$$

$$\text{Si } T_{a1} \leq (T_a/F_g) \leq 10^4 \quad N_u = 0.212(T_a/F_g)^{0.315} Pr^{0.27} \quad (\text{II.18})$$

$$\text{Si } 10^4 \leq (T_a/F_g) \leq T_{a3} \quad N_u = 0.386(T_a/F_g)^{0.25} Pr^{0.27} \quad (\text{II.19})$$

$$\text{Si } T_{a3} \leq (T_a/F_g) \quad N_u = 0.669 \frac{(e/r_i)}{1 - (1 + e/r_i)^{-2}} (T_a/F_g)^{0.25} Pr^{0.27} \quad (\text{II.20})$$

$F_g$  est un facteur géométrique qui tient compte d'un entrefer large. Il est voisin de 1 dans le cas d'un entrefer étroit.

Les corrélations présentées ci-dessous ont été extraites à partir d'une large étude bibliographique réalisée par Fasquel [26]. Les écoulements propres à l'entrefer ont fait l'objet de nombreuses investigations pour différents types d'entrefer. Les corrélations déduites prennent en compte l'effet de denture statorique ainsi que le positionnement des canaux au rotor.

En ce qui concerne la machine à griffe, les espaces intergriffes (quand il n'y a pas d'aimants) ajoutent une perturbation supplémentaire à l'écoulement. Pour un écoulement tel que  $T_a \geq T_{a1}$ , la structure cohérente des tourbillons de Taylor est modifiée. Selon Vasilescu [6], les transferts thermiques peuvent être améliorés jusqu'à 60% pour le cas des griffes du rotor et des encoches du stator.

Pour justifier le choix des corrélations de l'entrefer, une modélisation numérique spécifique doit être envisagée. Contenu de l'épaisseur d'entrefer faible ( $0.35mm$ ) et de la capacité de mémoire limitée, ce travail semble ambitieux.

## II.6 Conclusion

Le modèle thermique analytique de la machine complète a été mis en place en décrivant son réseau nodal conductif et convectif.

La première partie a consisté à caractériser les transferts thermiques conductifs de la machine plus particulièrement au niveau du rotor et du stator. Les résistances de contact ont été évaluées entre chacun des éléments. Une étude a été menée pour estimer la conductivité thermique équivalente dans l'encoche en fonction du taux de remplissage et des surfaces de contact entre les fils de cuivre. Les autres paramètres thermiques conductifs tels que la conductivité équivalente de la bobine rotorique ont également été caractérisés.

Dans la deuxième partie, une étude aérothermique a été menée dans le but de caractériser la structure d'écoulement et les échanges thermiques de type convectif au sein de la machine pour différentes vitesses de rotation. La méthode a consisté à évaluer les débits d'air d'une machine de référence où des essais expérimentaux ont pu être mis en place. Puis, l'étude aéraulique a été menée pour la machine dans sa globalité afin de caractériser la dépression avant/arrière notamment. Enfin, les échanges thermiques convectifs ont pu être caractérisés au sein des cavités internes avant et arrière à partir de modèles numériques et dans l'entrefer. L'étude s'est focalisée notamment sur l'estimation des conductances de convection au niveau des têtes de bobine.

Dans la suite, on se propose de vérifier la qualité des résultats du modèle en les comparant à des résultats expérimentaux.



## Chapitre III

# Essais expérimentaux et validation du modèle thermique

### SOMMAIRE

---

III.1 INTRODUCTION . . . . .	88
III.2 ESSAIS EXPÉRIMENTAUX . . . . .	89
III.2.a Présentation du banc d'essai . . . . .	89
III.2.b Thermocouples . . . . .	90
III.2.c Résultats expérimentaux . . . . .	92
III.2.d Conclusion . . . . .	95
III.3 VALIDATION DU MODÈLE AÉRO-THERMIQUE . . . . .	96
III.3.a Pertes dans la machine . . . . .	96
III.3.b Comparaison avec le modèle aéro-thermique : essai en charge . . . . .	97
III.4 RECALAGE DU MODÈLE PAR UNE APPROCHE EXPÉRIMENTALE . . . . .	99
III.4.a Estimation de la conductance de convection des têtes de bobine . . . . .	100
III.4.b Résultats, essais expérimentaux et comparaison . . . . .	102
III.4.c Bilan des flux thermiques . . . . .	103
III.5 DIMENSIONNEMENT THERMO-ÉLECTRIQUE ET MÉTHODOLOGIE . . . . .	105
III.6 CONCLUSION . . . . .	108

---

### Résumé

*La validation est une étape importante dans la modélisation. Ce chapitre permet d'apprécier les résultats obtenus à partir du modèle thermique en les comparant avec des essais expérimentaux bien choisis. L'ensemble du dispositif expérimental est présenté de manière détaillé de façon à évaluer la justesse du modèle thermique mis en place.*

### **III.1 Introduction**

Une série d'essais est réalisé sur la machine à griffes. Ces essais ont pour objectif principal de dégager certaines tendances d'évolution afin de vérifier que le modèle thermique réalisé suive ces mêmes tendances.

La première partie de ce chapitre est consacrée à la description du banc d'essai avec ses différents organes d'entraînement. Le positionnement des différents thermocouples au sein de la machine (stator, roulements, paliers...) est décrit. Sont également présentés les résultats des essais expérimentaux.

Puis, dans une deuxième partie, une comparaison avec les résultats du modèle y est illustrée. Un recalage du modèle thermique par une méthode expérimentale est également proposé. Enfin, une méthode de dimensionnement thermo-électrique est déduite de l'étude.

## III.2 Essais expérimentaux

Un certain nombre d'essais est réalisé sur machine réelle. Ces essais ont pour objectif de dégager certaines tendances d'évolution afin de vérifier que les simulations sous Fluent associées au modèle analytique suivent ces mêmes tendances.

### III.2.a Présentation du banc d'essai

La connaissance de la machine à griffes dans l'environnement véhicule nécessite une bonne compréhension de son comportement thermique sur banc d'essai. Le banc d'essai est constitué d'une enceinte climatique permettant d'atteindre des températures de  $-40$  à  $150^{\circ}\text{C}$  dans laquelle est fixée la machine étudiée.

Il est composé des éléments suivants :

- En bout d'arbre, la génératrice du banc d'essais assure l'entraînement de la partie tournante de la machine. Celle-ci est un moteur de traction à courant continu. Cette machine électrique permet d'appliquer un couple résistant à la machine étudiée (mode moteur) ou de fonctionner en moteur de façon à entraîner la machine (mode alternateur). Le moteur d'entraînement est relié directement ou par l'intermédiaire d'une courroie crantée à une ou deux lignes d'arbre principales.
- Une charge permet de pouvoir apprécier les performances électriques de la machine électrique pour un point de fonctionnement donné. Sur banc d'essai, la machine électrique est connectée à une ou plusieurs batteries.
- Pour pouvoir imposer une température au sein de l'enceinte, un système de ventilation a été développé. Les contraintes en température sous capot moteur peuvent ainsi être reproduites.
- Une centrale d'acquisition permet de recueillir les caractéristiques électriques et thermiques de la machine.

La figure III.1 présente l'ensemble du banc d'essai. Le banc d'essai est au centre d'une pièce climatisée. La machine est fixée dans l'enceinte d'essai (figure III.2).

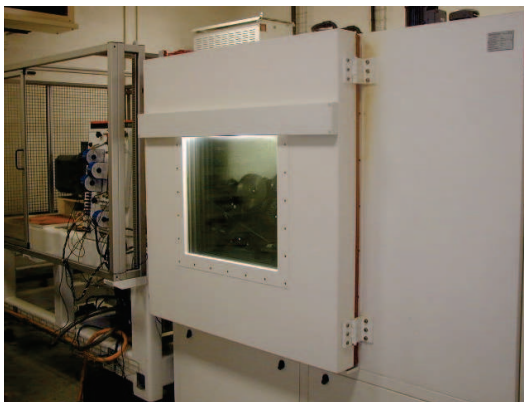


FIGURE III.1 – Banc d'essai



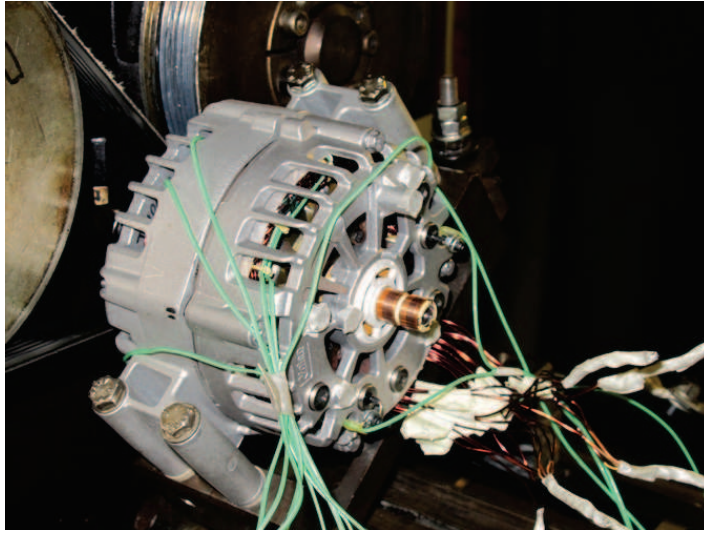


FIGURE III.2 – Montage machine

### III.2.b Thermocouples

Les températures des différentes parties de la machine sont évaluées intégralement à partir de thermocouples de type K dont la précision de mesure est à  $\pm 2^{\circ}C$ . Leur diamètre est de 1mm.

Plusieurs machines du même type sont testées. Le positionnement des thermocouples peut être différent d'une machine à l'autre. L'objectif majeur est de pouvoir apprécier la thermique machine sans pénaliser ou modifier ses performances par un dispositif trop intrusif. Par exemple, au niveau du stator, certaines zones sont plus chaudes que d'autres et doivent être identifiées (retour d'expérience) et testées; il est inutile de venir mesurer des zones plus froides.

L'ensemble des thermocouples est relié à une centrale d'acquisition de 16 voies. Le temps nécessaire pour atteindre le régime permanent dépend du point de fonctionnement donné. Par exemple, en convection naturelle pour une vitesse de rotation nulle, la durée de l'essai est estimée à plus de 4 heures.

#### III.2.b-i Culasse statorique

Avec le nouveau procédé d'assemblage du couple stator/palier avant (frettage), le standard Valeo impose de venir poser 4 thermocouples radialement sur la face arrière du stator. Deux thermocouples sont positionnés en face des pattes de fixation (dans le cas considéré, ces dernières sont diamétralement opposées); les deux autres sont fixés à  $90^{\circ}$  des deux premiers. Cette zone est identifiée comme étant la zone la plus chaude.

Dans le cas classique où il n'y a pas de fretage (notre cas de figure), deux thermocouples TF1 et TF2 sont fixés au centre de la culasse, un en face d'une patte de fixation et l'autre

à  $90^{\circ}\text{C}$  du premier. Le stator est percé radialement pour mettre en position les deux thermocouples. Il n'est pas envisageable de venir placer directement le thermocouple entre les deux paliers (avant et arrière) contenu du manque d'espace.

Pour justifier l'utilisation de deux thermocouples, une étude a été réalisée pour le même type de fixation sur une autre machine sur l'influence du positionnement de plusieurs thermocouples dans la culasse statorique.

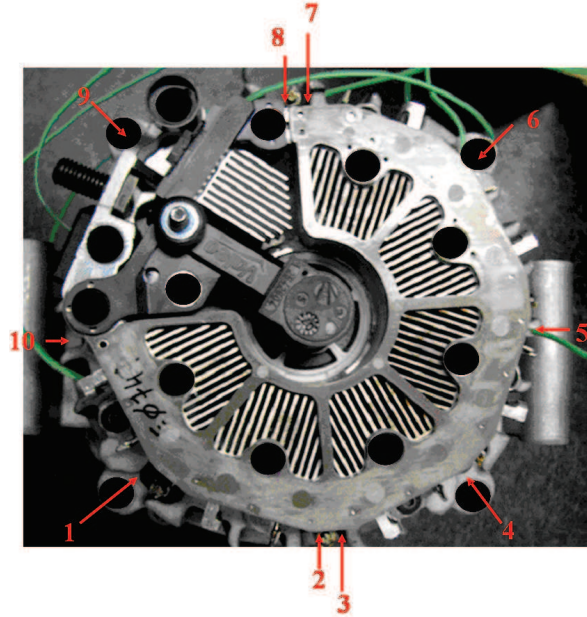


FIGURE III.3 – Position des thermocouples dans la culasse statorique

Les thermocouples énumérés sur la figure III.3 sont positionnés à l'arrière de la culasse statorique tout autour de sa périphérie (surface supérieure et inférieure) en vis à vis soit d'un tirant (1,4,6 et9), soit de la fixation (5,10), soit d'une phase (2,3), soit avec l'ouïe de sortie du palier (7,8).

### III.2.b-ii Têtes de bobine

Trois thermocouples sont fixés dans la tête de bobine avant tandis que les trois autres thermocouples sont fixés dans la tête de bobine arrière.

Les positions des thermocouples numérotés TB1 à TB6 sont présentées sur les figures III.4 et III.5 (seul l'avant est montré). Pour des raisons d'encombrement, de faisabilité et d'assemblage, les thermocouples sont insérés par la face de la tête de bobine et positionnés en son centre. Afin d'assurer le contact thermocouple/cuivre, l'opération doit être effectuée avant que la tête de bobine ne soit imprégnée. De même, compte tenu de la proximité des pâles du ventilateur en vis à vis des têtes de bobine, il est très délicat de pouvoir positionner des thermocouples sous et sur la tête de bobine.

De plus, avec ce type de bobinage, du fait des coefficients de remplissage importants, il n'est pas possible d'insérer de thermocouple dans les encoches. En théorie, compte tenu de la compacité de la tête de bobine, les thermocouples sont en contact direct avec l'émail

qui entoure les fils de cuivre. Dans la pratique, ce n'est pas toujours le cas et certaines précautions doivent être prises quand à l'interprétation des résultats.

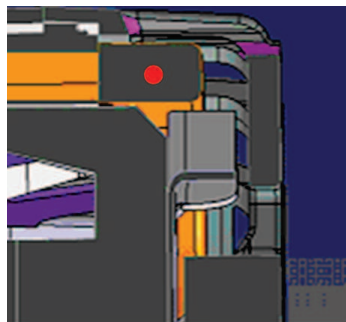


FIGURE III.4 – Position des thermocouples-tête de bobine avant-vue axiale

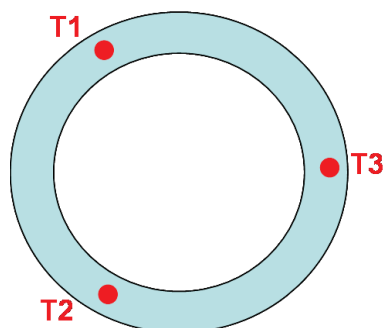


FIGURE III.5 – Position des thermocouples-tête de bobine avant-vue radiale

### III.2.b-iii Air en sortie des ouvertures radiales du palier

Des thermocouples sont positionnés en sortie des ouïes des paliers avant et arrière. La figure III.6 présente le dispositif utilisé pour mesurer la température de sortie d'air. Pour ce faire, le thermocouple est fixé sur une plaque de cuivre.

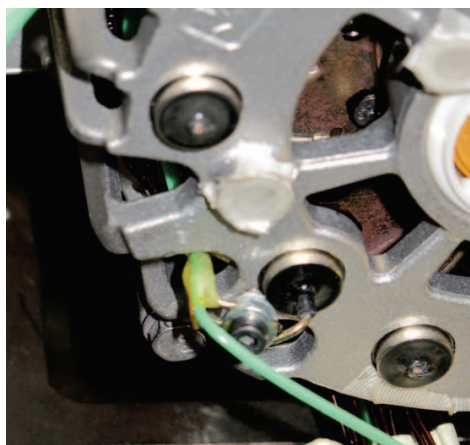


FIGURE III.6 – Position du thermocouple dans l'air

### III.2.b-iv Roulements

Un thermocouple est placé au contact de la bague externe de chaque roulement avant et arrière.

### III.2.c Résultats expérimentaux

Plusieurs types d'essais peuvent être envisagés ; seuls trois essais sont traités ici. Dans le cadre de l'étude, les essais réalisés concernent ceux en condition réelle sur banc (en charge), les essais à pertes maîtrisées et les essais à rotor entraîné.

- Les essais en charge partielle ou plein champ :

Le rotor est entraîné par l'arbre moteur. Le mode "plein champ", pour un point de fonctionnement donné, permet d'observer les performances électriques maximales de la machine. Les essais en charge partielle sont obtenus en imposant le débit électrique (par la charge). La machine est le lieu de nombreuses pertes (qui ont été détaillées dans le chapitre 1).

- Les essais à pertes maîtrisées :

Ce type d'essai consiste à introduire uniquement des pertes joules au stator suivant une configuration du bobinage favorable. Ce dernier est défini de façon à ce que la machine ne soit pas magnétisée lorsque le bobinage est traversé par un courant. Dans le cas contraire, la rotation du rotor impliquerait des variations de flux magnétique source de pertes fer dans la machine. De même, il est important d'avoir un rotor sans excitation magnétique (sans courant d'excitation rotorique et sans aimant). Pour ce type d'essai, une puissance est introduite au stator jusqu'à obtenir la température cible (par exemple  $200^{\circ}C$ ).

- Les essais à rotor entraîné sans excitation permettent de caractériser les pertes mécaniques de la machine en fonction de la vitesse de rotation.

La campagne d'essai est réalisée essentiellement autour de  $3000\text{tr}/\text{min}$  à  $2000$  et  $4000\text{tr}/\text{min}$ . Certains essais ont été orchestrés jusqu'à  $6000\text{tr}/\text{min}$ . Pour l'ensemble des essais, le régime permanent est atteint plus rapidement avec l'augmentation de la vitesse de rotation.

Globalement, pour les essais en charge, les tendances sont respectées à savoir que les points chauds sont localisés au niveau des mêmes zones. Les températures les plus élevées sont obtenues pour la vitesse de  $3000\text{tr}/\text{min}$ .

Les différentes températures expérimentales sont présentées dans le cas de l'essai en charge.

### III.2.c-i Tôles statoriques

Comme il a été décrit, dans l'essai standard, deux thermocouples sont introduits dans les tôles statoriques au centre de la culasse. Les mesures de TF1 et TF2 sont proches l'une de l'autre. Pour l'ensemble des vitesses de rotation, l'écart est en moyenne inférieur à  $4^{\circ}C$ . Le tableau III.1 présente les températures degré Celsius en obtenues pour TF1 et TF2 en régime permanent pour l'ensemble des vitesses (en  $\text{tr}/\text{min}$ ).

Thermocouples	TF1	TF2
2000	172	176
3000	191	194
4000	180	182

TABLE III.1 – Températures fer en  $^{\circ}C$

Dans une configuration de machine avec frettage, les 4 thermocouples sont positionnés radialement à l'arrière du stator face aux pattes de fixation et à  $90^{\circ}$  de ces dernières. L'écart

entre les températures, pour les différentes vitesses est faible, inférieur à  $5^{\circ}C$ .

A présent, pour donner un maximum d'informations sur le retour expérimental, les résultats de l'étude de la machine dont le stator qui a été thermocouplé tout autour de sa périphérie sont présentés ci-après.

D'une manière générale, les écarts entre les différents thermocouples sont inférieurs à  $10^{\circ}C$ . Les dispersions entre les températures sont moins importantes à l'avant. Les thermocouples situés sur la partie supérieure donnent des températures plus chaudes. De même, les températures mesurées sur le stator en face des fixations sont plus froides. Une tendance est également observée à savoir que les thermocouples en vis à vis séparés par la longueur culasse donnent des températures toujours plus chaudes à l'arrière. Ceci justifie pour apprécier l'état thermique de la machine (dans le cas critique) de toujours positionner les thermocouples à l'arrière de la culasse statorique. Le thermocouple qui donnera la température la plus chaude est toujours le thermocouple positionné à  $90^{\circ}$  des fixations sur la partie inférieure du stator.

### III.2.c-ii Têtes de bobine

Comme il a été précisé précédemment, les thermocouples sont positionnés au centre des têtes de bobine en contact avec le cuivre. D'une manière générale, les tendances sont similaires pour l'ensemble des vitesses.

Les têtes de bobine sont les parties les plus chaudes de la machine (températures plus hautes). Les écarts observés sur les mesures de température sont inférieurs à  $10^{\circ}C$  que ce soit à l'avant ou à l'arrière. A l'arrière, la dispersion entre les mesures semble augmenter avec la vitesse. L'écart entre les mesures commence à être conséquent à partir de 6000 tr/min.

Ce phénomène a été observé sur d'autres machines. Ceci pose le problème de l'hypothèse suivant laquelle la tête de bobine est imperméable à l'air. Aucune réponse n'est proposée pour l'instant.

A priori et c'est une tendance générale sur toute la machine, les températures les plus élevées sont situées sur la partie inférieure des têtes de bobine.

Le tableau III.2 présente les températures obtenues en régime permanent de T1,T2 et T4,T5.

Machine	Arrière		Avant	
	T1	T2	T4	T5
2000	181	183	185	185
3000	207	208	204	207
4000	200	202	192	198

TABLE III.2 – Température des têtes de bobine en  $^{\circ}C$

Une tendance se démarque du tableau ; les températures à l'arrière sont toujours supérieures en comparaison avec celles de l'avant. Ceci s'explique en partie par le fait que le refroidissement est moins efficace au niveau de la tête de bobine arrière et l'air en entrée

de palier est plus chaud (échange thermique avec le pont de diode/dissipateur).

### III.2.c-iii Roulements

Le tableau III.3 présente les résultats thermiques pour TR1 et TR2 qui correspondent respectivement au thermocouple positionné sur le roulement arrière et celui à l'avant.

Thermocouples	TR1	TR2
2000	74	117
3000	74	116
4000	67	101

TABLE III.3 – Températures des roulements

La température du roulement arrière est toujours plus chaude que celui à l'avant. Ceci se justifie par le fait que l'électronique est située à l'arrière et contribue à l'échauffement du roulement

De plus, à partir de 4000tr/min, les températures des roulements présentent une nette diminution (et ce malgré une température fer de 180°C) ; l'évacuation de la chaleur sur le palier semble être plus efficace.

### III.2.c-iv Air à la sortie des ouvertures radiales du palier

Ces thermocouples ont été positionnés sur la machine uniquement pour l'essai à pertes maîtrisées.

Les thermocouples ont été fixés au niveau des sorties des ouvertures radiales. Pour des raisons de faisabilité du dispositif, seul l'essai à pertes maîtrisées a pu être traité.

En fonctionnement réel, la température en entrée du palier est la température ambiante. L'élévation de température de l'air en sortie du palier est la conséquence des échanges thermiques avec le palier, le ventilateur et la tête de bobine.

### III.2.d Conclusion

Plusieurs tendances ont été observées suite à l'analyse thermique des essais expérimentaux.

Les essais en charge ont confirmé le fait que les températures machine les plus chaudes sont obtenues pour une vitesse de 3000tr/min.

Dans l'ensemble, une homogénéité des températures a été observée au sein du stator, des têtes de bobine avant et arrière.

Le rotor n'a pas pu être étudié car il était difficile de pouvoir monter un dispositif permettant de mesurer des températures sur un système tournant.

Une solution expérimentale basée sur les réseaux de Bragg a été proposée. Néanmoins, le développement a été jugé trop coûteux.

### III.3 Validation du modèle aéro-thermique

Pour pouvoir valider le modèle mis en place, il est important de pouvoir comparer les résultats expérimentaux avec ceux du modèle aéro-thermique. Ceci pourra permettre de valider certaines tendances observées expérimentalement.

#### III.3.a Pertes dans la machine

Ce paragraphe concerne uniquement l'essai en charge.

Comme il a été dit dans le premier chapitre, la modélisation des pertes dans la machine est jugée délicate. Par conséquent, afin de tester le modèle aéro-thermique, les pertes dans la machine sont estimées à partir d'une séparation des pertes expérimentales. Il faut néanmoins rappeler que la séparation des pertes au rotor et au stator est difficile dans l'état actuel des connaissances.

Le tableau III.4 présente la séparation des pertes pour les différentes vitesses envisagées à 25°C. L'ensemble des résultats présentés ci-après sont réalisés à "excitation séparée". Ce type d'essai signifie que le régulateur n'assure plus sa fonction de régulation ; le courant d'excitation ainsi que la tension sont fixés par une alimentation externe (commande en courant ou en tension).

Vitesse de rotation (tr/min)	Pertes joules statoriques (W)		Pertes joules rotoriques (W)	
2000	496	66%	45	6%
3000	854	69%	42	3%
4000	1076	68%	46	3%

Pertes diodes (W)		Pertes mécaniques (W)		Pertes fer (W)	
186	25%	20	3%	50	7%
256	21%	35	3%	61	5%
290	19%	60	4%	104	7%

TABLE III.4 – Séparation des pertes dans la machine

Les tendances sont les mêmes pour l'ensemble des vitesses. Comme il a déjà été mentionné, les pertes les plus importantes sont localisées au niveau du stator (à hauteur de 70% pour l'ensemble des cas). Suivent ensuite les pertes dans le pont de diode qui comprennent 20% des pertes totales. Pour ces vitesses, en proportion, les autres pertes de la machine sont relativement faibles.

Un problème sur l'estimation des pertes peut être rencontré. Le courant est injecté dans la bobine rotorique par le biais du couple bague/balai (système tournant). Du fait de l'instabilité de la résistance de contact bague/balai, le courant d'excitation qui traverse la bobine est sujet à de nombreuses variations. Dans le cas de fortes perturbations, ceci peut poser certains problèmes quand à l'estimation des pertes dans la machine.



### III.3.b Comparaison avec le modèle aéro-thermique : essai en charge

Pour pouvoir comparer, les différentes températures entre elles, une interface Matlab est réalisée. Celle-ci est constituée d'une cartographie de température (figure III.7), d'une répartition des flux thermiques entre les noeuds (figure III.9) et d'une représentation des différents débits d'air et puissances injectées au sein de la machine (figure III.8).

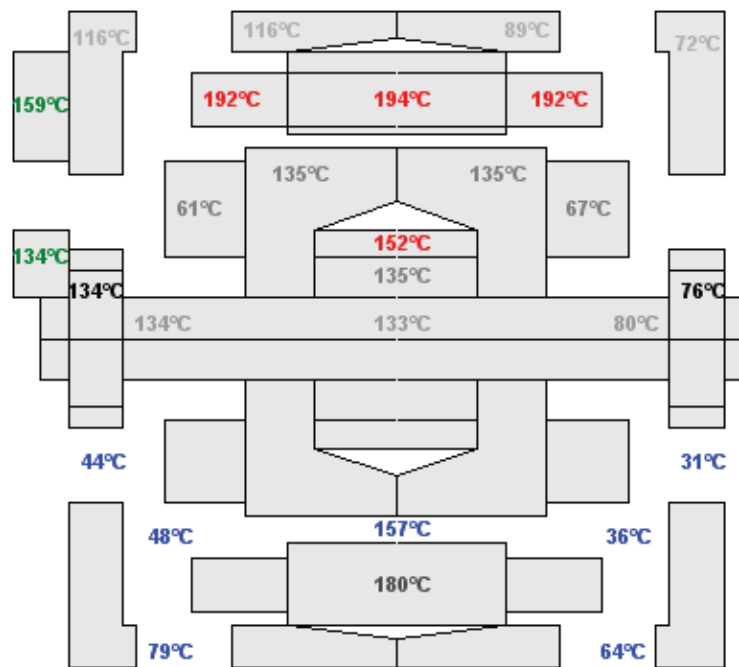


FIGURE III.7 – Cartographie des températures des différents éléments de la machine

Sur la figure III.7, sont répertoriées les températures des différents éléments de la machine. Les températures au sein des cavités avant, arrière et espace entrefer sont représentées (en bleu sur la figure). De même, les températures en sortie des ouvertures radiales du palier sont présentées.

Sur la figure III.9, sont représentées les différentes puissances thermiques entre les potentiels. Le bilan énergétique entre les puissances injectées et les puissances évacuées vers l'air figurent également sur la cartographie thermique.

Sur la figure III.8, sont représentées les débits d'air entrants et sortants à l'avant et à l'arrière. De même, le débit d'air axial passant dans l'entrefer est intégré sur la figure. Les puissances sont localisées au niveau des potentiels "stator", "rotor", "pont de diode", "roulement avant et arrière".



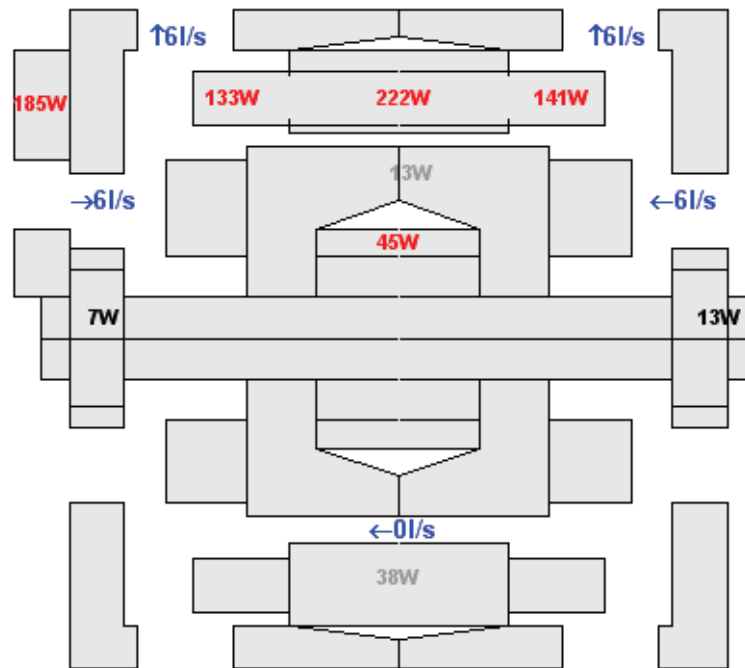


FIGURE III.8 – Cartographie des sources de chaleur et des débits aérauliques

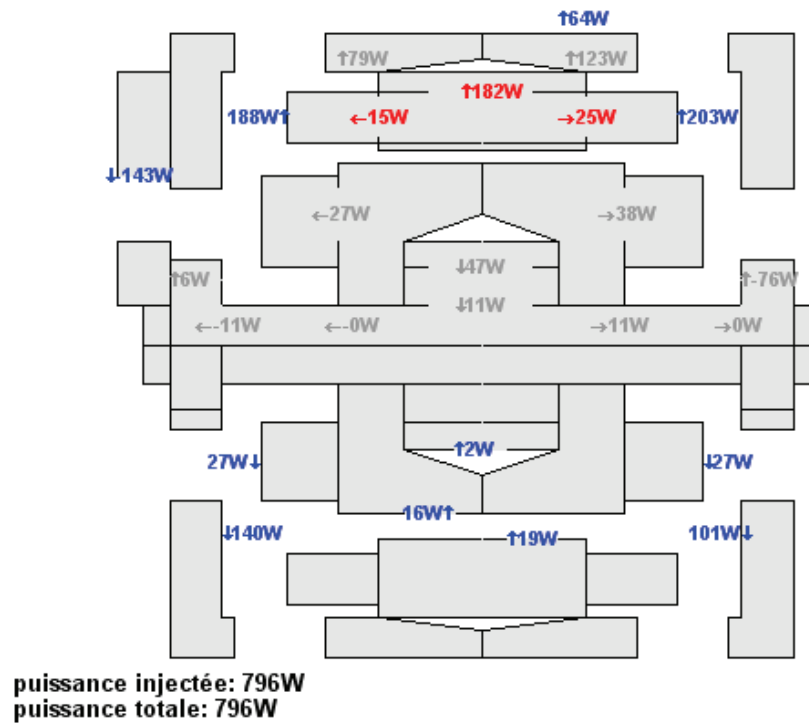


FIGURE III.9 – Cartographie des flux thermiques

Le tableau III.5 présente un comparatif entre les résultats du modèle et ceux expérimentaux pour les différentes vitesses. Lorsqu'au moins deux mesures sont réalisées pour un élément, une température moyenne de celui-ci est utilisée pour la comparaison.

Vitesse de rotation	2000		3000		4000	
Comparaison	Expérience	modèle	Expérience	modèle	Expérience	modèle
Tête de bobine arrière	185	189	206	238	195	259
Tête de bobine avant	182	190	208	239	201	262
Fer culasse	174	177	193	218	181	235
Roulement avant	74	87	74	91	67	92
Roulement arrière	117	133	117	137	101	136

TABLE III.5 – Comparaison expérience/modèle

La température du rotor est évaluée uniquement à partir de l'estimation de la résistance de la bobine rotorique. Cette dernière peut être calculée à partir de la puissance injectée au rotor.

Globalement, le modèle développé surestime les températures de chacun des éléments. Cette tendance est nettement visible sur la comparaison au niveau des têtes de bobine. Pour 3000tr/min, d'une manière générale, l'écart entre les températures inférieur à  $30^{\circ}\text{C}$ . A 4000tr/min, la différence peut dépasser les  $60^{\circ}\text{C}$  (au niveau des têtes de bobine), ce qui n'est pas acceptable.

De plus, le modèle aéro-thermique comme il est proposé ne permet pas de reproduire la tendance suivant laquelle les températures les plus chaudes sont obtenues pour la vitesse de 3000tr/min. Si à basse vitesse, le modèle suit à peu près la tendance, à plus haute vitesse, ce n'est plus le cas.

Puisque la thermique machine dépend de la température des têtes de bobine, les transferts thermiques au niveau de celles-ci sont sans doute sous estimés par l'approche numérique ou encore mal modélisées (hypothèse d'étanchéité de la tête de bobine, surfaces lisses). Le modèle est d'ailleurs très sensible à la variation de ces transferts thermiques.

La suite propose une analyse expérimentale afin d'ajuster les conductances de convection au niveau des têtes de bobine.

### III.4 Recalage du modèle par une approche expérimentale

Les simulations numériques ont été réalisées dans l'hypothèse de têtes de bobine pleines (imperméables) à surface lisse. Cette dernière semble être ambitieuse.

Dans la suite, l'essai à pertes maîtrisées est mis à profit pour donner une estimation expérimentale des conductances de convection des têtes de bobine. Ces dernières sont ensuite comparées à celles obtenues numériquement.

On rappelle que pour ce type d'essai, une puissance est introduite au stator jusqu'à atteindre une température de tête de bobine donnée. La puissance est injectée au moyen d'une alimentation externe.

### III.4.a Estimation de la conductance de convection des têtes de bobine

Pour évaluer la conductance de convection des têtes de bobine, la puissance dissipée  $P_0$  vers l'air à vitesse nulle (calculée pour la température de tête de bobine considérée) doit être retranchée à la puissance totale  $P_{totale}$  injectée au stator pour un point de fonctionnement donné. Cette puissance résultante est supposée complètement évacuée via l'air en mouvement dans les cavités avant et arrière.

La conductance de convection des têtes de bobine est calculée à partir de la relation suivante :

$$G = \frac{P_{totale} - P_0}{T_{chignon} - T_{amb}} \quad (\text{III.1})$$

$T_{chignon}$  : Température moyenne des têtes de bobine

$T_{amb}$  : Température ambiante

Pour le dimensionnement électrotechnique de la machine (qui sera illustré par la suite), dans le cas le plus défavorable, la conductance de convection est calculée à partir de la température maximum des thermocouples dans la tête de bobine.

Certains points doivent être précisés quand à l'utilisation de la température ambiante dans la relation.

En fonctionnement réel, l'air à l'entrée de la cavité avant (même problématique à l'arrière) s'échauffe suite aux échanges thermiques avec la face extérieure du palier. En utilisant la température ambiante dans le calcul, la conductance de convection des têtes de bobine calculée inclut les transferts de chaleur au niveau des têtes de bobine d'une part et d'autre part, ceux avec la surface externe du palier avant. En toute rigueur, il faut aussi évoquer les échanges thermiques avec les pâles du ventilateur (qui jouent le rôle de dissipateur) qui permettent l'évacuation d'une partie de la puissance injectée au stator et passant par les roues polaires et la bobine ; cette puissance peut être considérée négligeable en comparaison avec les autres flux de chaleur.

Les essais expérimentaux sont réalisés pour différentes vitesses jusqu'à 6000tr/min. Celui à vitesse nulle est également orchestré dans la campagne d'essais.

Remarque : Les essais n'ont pu être entrepris pour des plus fortes vitesses. En effet, pour l'application considérée, les ventilateurs avant et arrière sont vissés sur les roues polaires. A partir de 6000tr/min, le risque de décrochage de ces derniers est augmenté.

Deux configurations de stator sont testées durant la campagne d'essais. Le premier type d'essai est effectué pour la machine 2 à partir d'un stator classique. Le second type est réalisé à partir du même stator avec des têtes de bobine imperméables ; un ruban adhésif collé sur leurs surfaces supérieures vient boucher les ouvertures du bobinage en sortie du stator à l'avant et à l'arrière.

La figure III.10 présente la courbe des pertes totales injectées dans le bobinage statorique en fonction de la vitesse pour atteindre la température de 100°C.

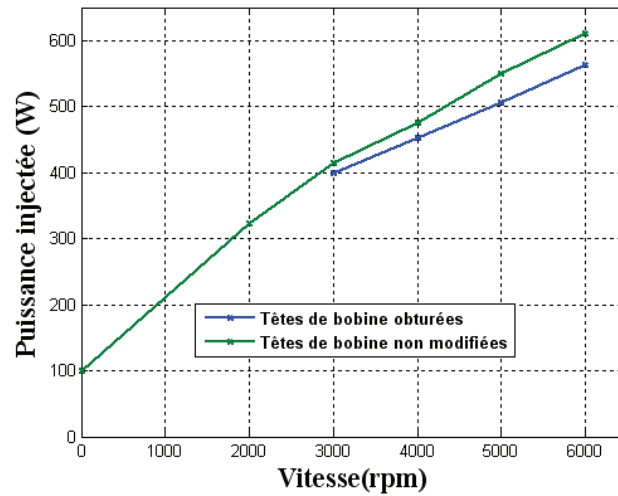


FIGURE III.10 – Puissances injectées au stator avec et sans ruban

Les essais expérimentaux de la configuration "avec ruban" sont réalisés uniquement de 3000 jusqu'à 6000tr/min.

Dans la configuration "avec ruban", la puissance introduite dans le bobinage est 5% moindre en comparaison avec la configuration "sans ruban". Ceci prouve que l'hypothèse suivant laquelle les têtes de bobine sont imperméables est une hypothèse très acceptable. Le tableau III.6 récapitule les puissances injectées pour les différentes vitesses de rotation ainsi que pour la vitesse nulle. Les essais sont réalisés pour une température ambiante de 19°C avec une enceinte thermique ouverte.

Vitesse de rotation (tr/min)	Configuration avec ruban (W)		Configuration sans ruban (W)	
	Puiss. injectées (W)	Temp. moy. (K)	Puiss. injectées (W)	Temp. moy. (K)
0	101	99	-	-
2000	323	96	-	-
3000	414	98	400	97
4000	476	96	452	94
5000	550	95	506	94
6000	610	95	563	94

TABLE III.6 – Pertes et températures moyennes des têtes de bobine

La puissance dissipée à vitesse nulle n'est pas calculée pour la configuration "avec ruban" et est supposée la même que la configuration "sans ruban".

Les conductances de convection sont estimées à partir de la méthodologie présentée ci-dessus en considérant pour le calcul une température moyennée (entre les différents thermocouples des têtes de bobine).

La figure III.11 présente la courbe de ces conductances obtenues.

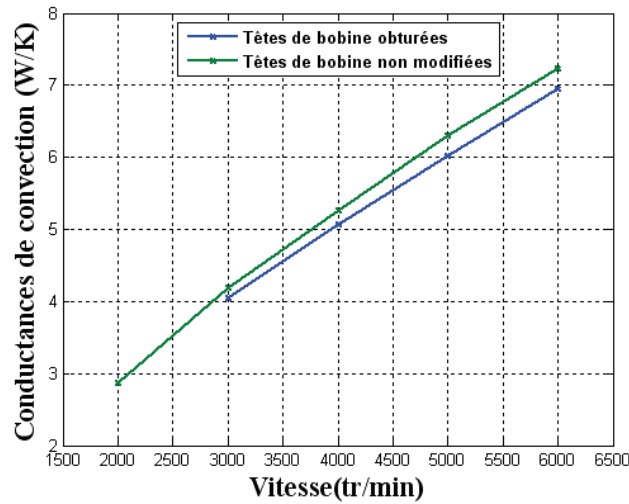


FIGURE III.11 – Conductances têtes de bobine avec et sans ruban

Cette méthode permet d'estimer la conductance de convection pour la tête de bobine équivalente.

Pour caractériser uniquement les performances d'un ventilateur (à l'avant ou à l'arrière), il suffit d'appliquer la même méthodologie en supprimant le ventilateur qui ne fait pas l'objet de l'étude. Ainsi, chaque ventilateur, dans une position donnée, peut être caractérisé par sa conductance de convection du couple tête de bobine ; en retranchant la puissance dissipée à vitesse nulle, celle-ci caractérise la capacité de refroidissement du ventilateur. Cette même conductance de convection est utilisée dans le modèle analytique pour affiner les écarts de température entre la tête de bobine avant et arrière.

Pour finir, une comparaison entre la conductance entre la tête de bobine calculée numériquement (en ajoutant la conductance avant avec celle à l'arrière) et expérimentalement est proposée.

Le tableau III.7 montre les résultats de cette comparaison.

Vitesse (tr/min)	Conductance numérique	Conductance expérimentale	Ecart
2000	2.81	2.87	0.06
3000	3.24	4.17	0.93
4000	3.98	5.28	1.3

TABLE III.7 – Comparaisons des conductances numériques et expérimentales

D'après le tableau, l'écart augmente avec la vitesse. Ceci explique en partie les mauvais résultats obtenus avec le modèle analytique en utilisant les corrélations numériques.

### III.4.b Résultats, essais expérimentaux et comparaison

Après avoir proposé une méthode permettant l'estimation des conductances des têtes de bobine pour une configuration de machine, le modèle aéro-thermique doit être testé avec

ces corrélations. Les résultats sont ensuite comparés aux résultats expérimentaux. Puisque la puissance est parfaitement connue, l'essai à pertes maîtrisées est utilisé pour la validation.

Dans le modèle aéro-thermique, il faut prendre en compte les échanges convectifs sur la surface intérieure du palier. Les corrélations de la conductance de convection de la surface intérieure des paliers avant et arrière établies à partir des modèles numériques peuvent être utilisées. Pour les mêmes raisons, les corrélations numériques des conductances de convection au niveau des pâles des ventilateurs seront appliquées dans le modèle. L'ensemble des débits d'air estimés dans l'étude précédente est conservé.

La puissance dans la machine est injectée de façon à obtenir  $100^{\circ}\text{C}$  sur le thermocouple de référence (un des thermocouples fixés à l'arrière).

Le tableau III.8 présente une comparaison entre les résultats du modèle aéro-thermique et expérimentale.

Vitesse de rotation	2000		3000		4000	
Comparaison	Expérience	modèle	Expérience	modèle	Expérience	modèle
Tête de bobine	96	102	98	102	96	102
Fer culasse	88	93	89	94	87	95
Sortie d'air avant	40	38	40	40	40	42
Sortie d'air arrière	31	33	32	35	32	36

TABLE III.8 – Comparaison expérience/modèle

Par rapport à l'élévation de température jusqu'à  $100^{\circ}\text{C}$ , les écarts pour l'ensemble des températures sont inférieurs à  $10^{\circ}\text{C}$ . Néanmoins, une tendance générale est observée à savoir que le modèle aéro-thermique surestime les températures des différents éléments de la machine.

Pour le cas de l'essai en charge, les écarts de température faibles (inférieurs à 10%) entre le modèle aéro-thermique et l'expérience confirment la justesse de l'estimation des conductances de convection expérimentales des têtes de bobine. On rappelle que ce paramètre est très influent dans le refroidissement de la machine.

Le paragraphe suivant permet de faire une synthèse sur les différentes méthodes utilisées (numériques, expérimentales...) pour la modélisation thermique de la machine. Il est intéressant de faire le lien avec le dimensionnement électrotechnique.

### III.4.c Bilan des flux thermiques

D'après le tableau III.4, 95% des pertes totales sont les pertes joules au stator et les pertes au niveau des diodes.

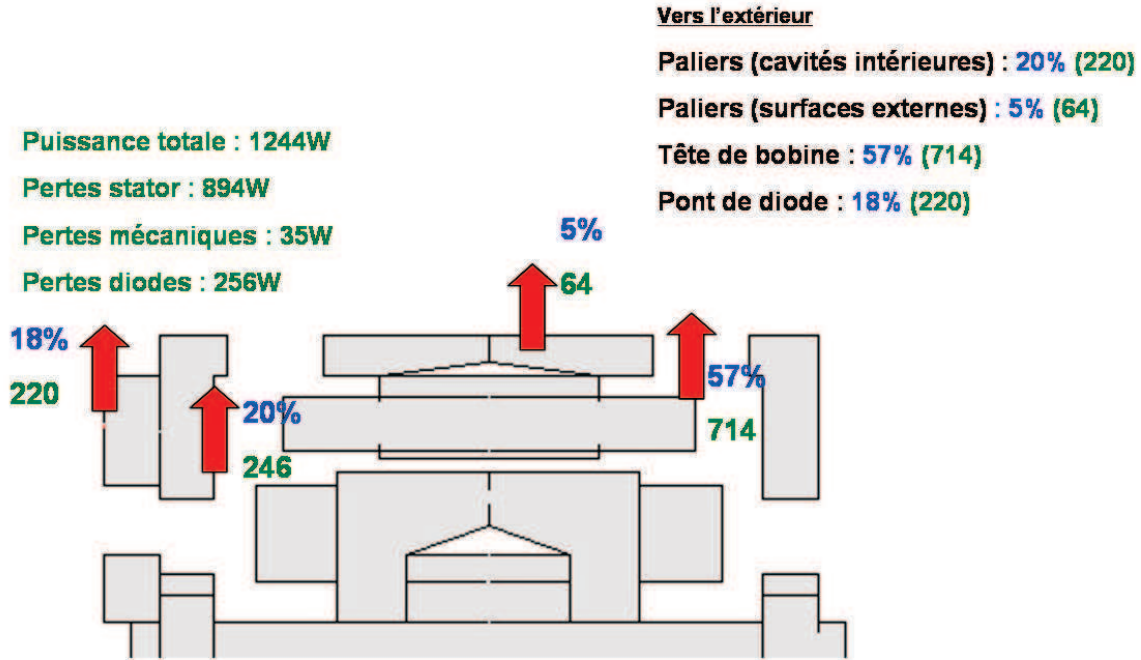


FIGURE III.12 – Bilan des flux de chaleur dans la machine à 3000tr/min

Sur la figure III.12, il apparaît que 57% de la puissance dissipée dans le système est évacuée au niveau des têtes de bobine. Ceci confirme la forte influence de la conductance de convection associée dans le modèle thermique. Une partie de la puissance est également évacuée au niveau des paliers sur les surfaces intérieures et du pont de diode/dissipateur (respectivement 20% et 18%).

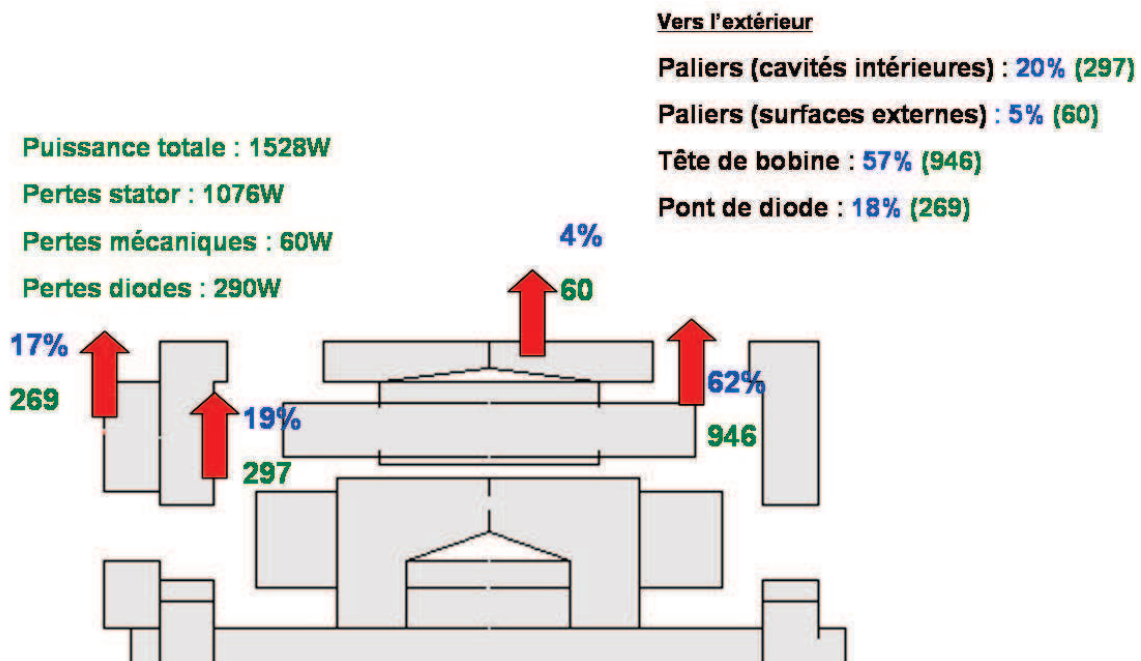


FIGURE III.13 – Bilan des flux de chaleur dans la machine à 4000tr/min

Sur la figure III.13, la puissance dissipée au niveau des têtes de bobine en proportion est supérieure en comparaison avec celle du point de fonctionnement 3000tr/min passant de 57% à 62%. L'augmentation en vitesse permet donc d'avoir un refroidissement de la machine plus efficace. Une erreur d'estimation de la conductance de convection tête de bobine a un impact d'autant plus important que la vitesse de rotation est grande.

### III.5 Dimensionnement thermo-électrique et méthodologie

On rappelle que la fonction principale d'une machine électrique est de fournir un certain débit électrique à une température ambiante fixée.

Après l'étude sur la modélisation thermique et ses limites, une méthodologie de conception aéro-thermique est proposée ci-après. Ce prédimensionnement concerne l'estimation des températures des têtes de bobine et les performances d'évacuation thermique du système de refroidissement.

Le diamètre extérieur du stator et sa fiche électrique (nombre de spires, résistance stator) sont fixés par le cahier des charges. La résistance stator impose la géométrie des têtes de bobine (hauteurs avant et arrière, épaisseur). En principe, ces dernières doivent être choisies de façon à avoir une résistance stator la plus faible possible (dépend du procédé de fabrication). Des paliers viennent "prendre en sandwich" le stator et sont caractérisés par un taux d'ouverture (induisent des pertes de charge).

Le deuxième point concerne le choix de la longueur rotor de façon à positionner les ventilateurs avant et arrière. Pour cette étape, le rotor utilisé est un cylindre comme le montre la figure III.14. La longueur du cylindre peut être ajustée en positionnant des entretoises entre celui-ci et les ventilateurs.



FIGURE III.14 – Rotor-cylindre à surface lisse

La figure III.15 présente un schéma résumant les choix de l'encombrement de la machine.

Afin de limiter les échanges thermiques rotor/stator, il peut être intéressant de choisir le diamètre extérieur du cylindre de façon à augmenter l'épaisseur d'entrefer.



### Définition cavités avant et arrière (encombrement machine)

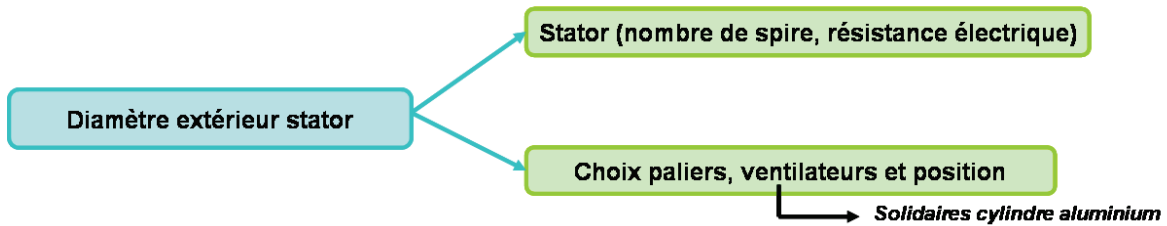


FIGURE III.15 – Définition de la structure de la machine

De plus, en injectant un courant continu au stator, le fait d'utiliser un rotor amagnétique (en aluminium) permet de ne pas générer de pertes dans la structure ferromagnétique. Il peut être utile (pour ne pas multiplier les alimentations et répartir correctement les pertes dans dans tout le bobinage) de mettre les phases en série.

Une fois l'encombrement de la machine défini, les étapes de dimensionnement thermo-électrique sont les suivantes (figure III.16) :

1) Les conductances de convection au niveau des têtes de bobines sont évaluées à partir de la méthodologie développée au paragraphe précédent sur l'essai expérimental à pertes maîtrisées. Dans le cas où l'on souhaite connaître le transfert thermique sur une tête de bobine (avant ou arrière), il suffit d'appliquer la même méthode au niveau de la cavité concernée. Les courbes  $G_{tete} = f(vitesse)$  peuvent être évaluées.

2) Pour l'encombrement donné, les écoulements de la machine sont caractérisés. Une cartographie des débits d'air est estimée à partir d'une étude numérique. Il n'est pas nécessaire d'évaluer le débit d'air axial. Les simulations au niveau des cavités avant et arrière peuvent être traitées indépendamment l'une de l'autre.

En ayant évalué les conductances de convection des têtes de bobine en fonction de la vitesse et la cartographie des débits, il est possible de tracer les courbes  $G_{tete} = f(debit)$ . Ces dernières sont utilisées pour estimer les transferts thermiques au niveau des têtes de bobine dans le cas où le couple pont de diode/dissipateur est positionné à l'arrière de la machine.

3) Les conductances de convection des autres éléments avec l'air au niveau des cavités sont estimées à partir de simulations thermiques.

4) En ayant intégré les paramètres thermiques et aérauliques et les pertes (estimées) dans le modèle aéro-thermique, la tenue en température au niveau des têtes de bobine et les performances de dissipation thermique du système de refroidissement peuvent être évaluées. La variation des pertes dans le modèle pourra donner une borne supérieure des pertes admissibles par la machine (en comparant les températures obtenues).

5) A partir de cette borne supérieure, le dimensionnement électrotechnique peut être ef-

fectué afin de connaître la puissance électrique maximum de la machine définie.

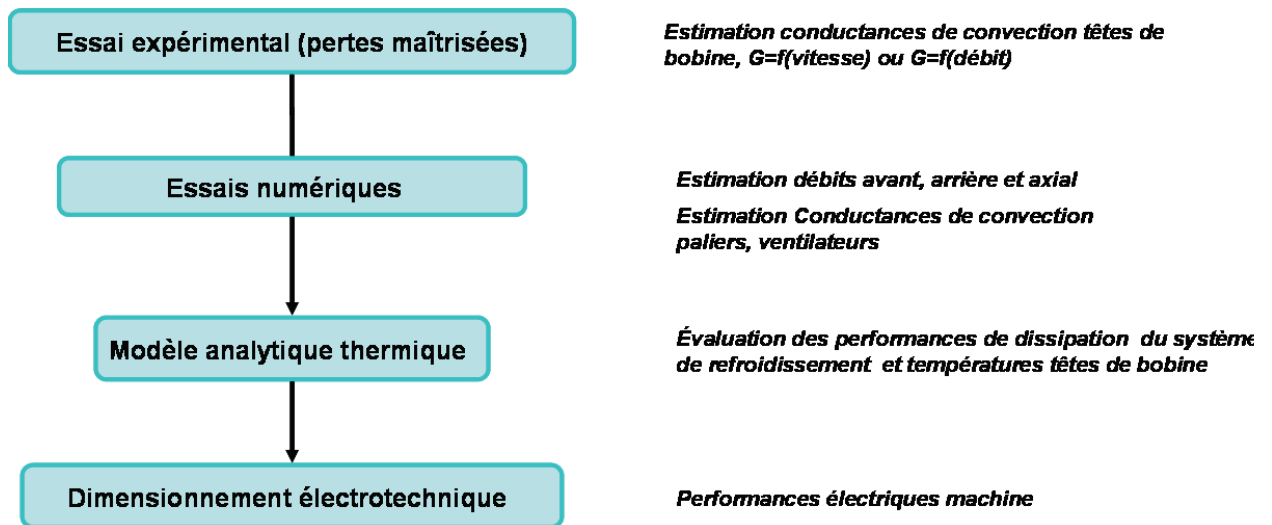


FIGURE III.16 – Dimensionnement thermo-électrique

Dans le dimensionnement électrotechnique, le courant d'excitation à introduire au rotor doit être estimé. Comme il a été dit, ce dernier dépend des échanges rotor/stator, des pertes Joule et fer (au rotor) et des flux de chaleur évacués par les ventilateurs et l'arbre. A 3000tr/min, la température du stator a une grosse influence sur celle du rotor. Le flux de chaleur qui passe par l'entrefer est estimé à partir des corrélations de Vasilescu. Une estimation plus précise du courant d'excitation nécessite une étude plus approfondie sur les échanges bobine/air entrefer notamment. Le modèle numérique mis en place modélisant l'air dans l'entrefer ne converge pas (en Annexe C). Ceci constitue une des perspectives de l'étude.

## III.6 Conclusion

Dans ce chapitre, après avoir présenté les types d'essai et les moyens d'essai, le modèle aérothermique a testé pour différentes vitesses de rotation. Si l'aspect aéraulique dans l'ensemble est cohérent, la résolution des équations de la chaleur du modèle numérique pose un certain nombre de problème. Il est difficile dans la modélisation de pouvoir prendre en compte l'intégralité de la structure de la tête de bobine (composition, état de surface...). La manière de la modéliser ne semble pas appropriée pour les plus hautes vitesses (vers 4000tr/min pour les ventilateurs étudiés). En effet, les transferts thermiques convectifs au niveau de ces dernières (qui sont des paramètres très influents sur la thermique machine) sont sous-estimés.

Pour pouvoir évaluer les échanges de chaleur au niveau des têtes de bobine, une méthodologie expérimentale est proposée. Cette dernière donne des estimations plus cohérentes des conductances de la tête de bobine équivalente. L'utilisation de ces dernières dans le modèle aérothermique permet d'avoir les bonnes tendances sur la thermique machine (dans le cas de l'essai en charge).

Pour finir, une méthodologie de prédimensionnement thermo-électrique est proposée afin d'évaluer les performances aérothermique du système de refroidissement. De cette manière, le dimensionnement électrotechnique peut tenir compte d'une caractérisation thermique.

Dans la suite, on se propose de donner des améliorations concernant le refroidissement de la machine.

## Chapitre IV

# Contribution à l'amélioration du refroidissement de la machine

### SOMMAIRE

---

IV.1 INTRODUCTION . . . . .	110
IV.2 REFROIDISSEMENT DU STATOR . . . . .	111
IV.2.a Positon du problème . . . . .	111
IV.2.b Étude de la hauteur des têtes de bobine . . . . .	112
IV.2.c Amélioration du refroidissement des têtes de bobine . . . . .	116
IV.2.d Conclusion . . . . .	123
IV.3 REFROIDISSEMENT DU ROTOR . . . . .	124
IV.3.a Introduction au débit d'air axial . . . . .	125
IV.3.b Débit axial et machine à griffes . . . . .	128
IV.3.c Synthèse du refroidissement au rotor et dimensionnement machine . . . . .	133
IV.3.d Conclusion . . . . .	134

---

### Résumé

*Les alternateurs à griffes ont des puissances massiques de plus en plus importantes. Il est par conséquent nécessaire de mieux utiliser les écoulements d'air (généré par le système de refroidissement) de façon à dissiper une puissance plus grande de la machine. L'influence de paramètres géométriques de cette dernière sur le refroidissement global est traité dans ce chapitre. L'intégralité de l'étude est située autour de 3000tr/min, le point de fonctionnement pour lequel la machine atteint ses plus fortes températures.*

## **IV.1 Introduction**

Le modèle aéro-thermique de la machine à griffes établi des chapitres précédents a permis de mieux comprendre les phénomènes thermiques mis en jeu. A présent, à partir de notre niveau de compréhension, le but est de proposer des voies d'amélioration de l'évacuation de la chaleur au sein de la machine.

La première partie de ce chapitre est consacrée au refroidissement du stator (lieu des plus fortes températures).

Puis, la deuxième partie concerne celui du rotor (impose l'état magnétique dans la machine) et l'impact sur les performances électriques de la machine.

## IV.2 Refroidissement du stator

### IV.2.a Positon du problème

Dans le dimensionnement thermo-électrique de la machine, le système de refroidissement a un rôle prépondérant. Ce dernier conditionne les performances électriques pour un point de fonctionnement donné.

La problématique liée au refroidissement de la machine est présentée ci-après. Le cahier des charges impose sa longueur machine et son diamètre extérieur (dimension des paliers avant et arrière). Dans l'environnement intérieur de l'enveloppe (palier avant+palier arrière), prennent place le rotor et le stator. L'espace restant (cavité avant et arrière) est utilisé pour disposer les ventilateurs soudés aux roues polaires à l'avant et à l'arrière. Dans ces conditions, ces derniers ont un diamètre extérieur et une hauteur de pale limités. Ceci constitue une contrainte importante pour les caractéristiques électriques de la machine.

Le refroidissement du stator (encoche, têtes de bobine, culasse) est fondamental.

La figure IV.1 recense les différents transferts de chaleur au niveau de celui-ci.

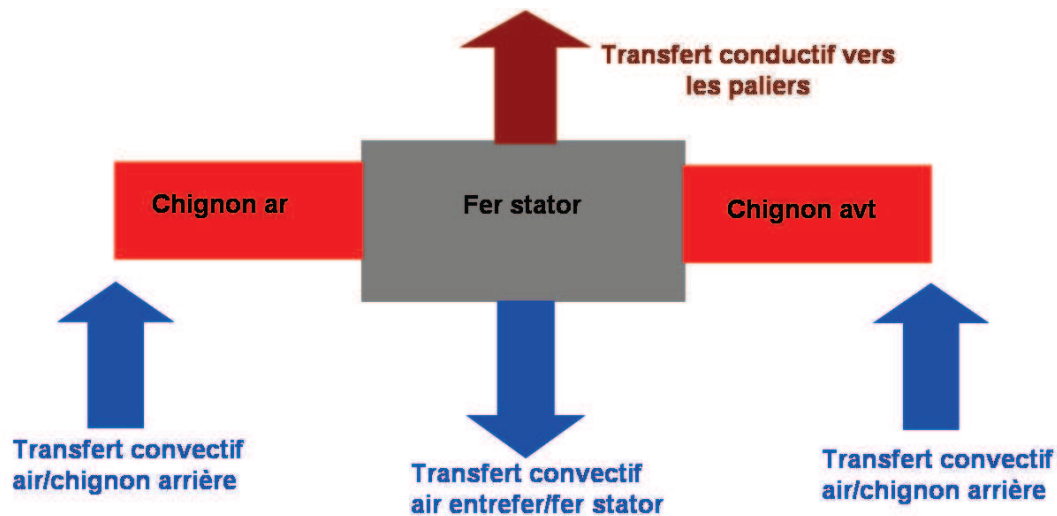


FIGURE IV.1 – Transferts thermiques-stator

Sur la figure, le transfert thermique au niveau des têtes de bobine à l'avant et à l'arrière est prépondérant. Suit ensuite le transfert thermique par conduction vers les paliers et celui par convection vers le rotor.

Si les transferts vers les paliers et au niveau des têtes de bobine doivent être favorisés, le flux de chaleur vers le rotor est néfaste pour les bonnes performances électriques de la machine et doit être limité. En effet, l'augmentation de la température rotor a une influence sur l'établissement du courant d'excitation dans la bobine.

Pour bénéficier d'un refroidissement plus efficace au niveau des têtes de bobine, par exemple, il suffirait d'utiliser des ventilateurs plus puissants et par conséquent plus encombrants (ce

qui est impossible dans l'espace disponible). De plus, vient s'ajouter la contrainte en bruit aérodynamique qui peut imposer une géométrie particulière pour les ventilateurs.

Dans ce contexte, indépendamment des performances aérodynamiques intrinsèques du ventilateur, il peut être intéressant de part la disposition au sein des cavités (figure IV.2), des éléments palier, tête de bobine et ventilateur, de pouvoir améliorer le refroidissement global.

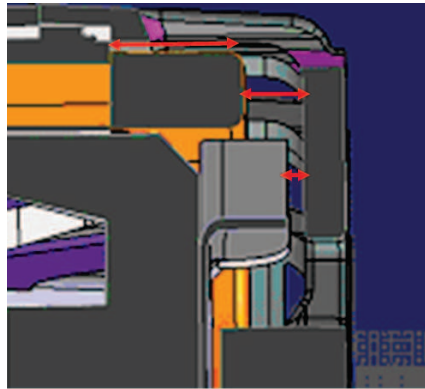


FIGURE IV.2 – Paramètres influents-stator

La suite présente une étude de sensibilité des paramètres "hauteur de tête de bobine", "position du ventilateur" et "position du palier" sur l'évacuation de la chaleur. Celle-ci est réalisée avec le même ventilateur.

#### IV.2.b Étude de la hauteur des têtes de bobine

Si les têtes de bobine sont compactes et peuvent être considérées comme imperméables, le procédé de bobinage du stator permet de pouvoir modifier leur hauteur (et la section de passage tête de bobine/palier) dans l'encombrement fixé.

L'étude qui suit vise à analyser l'influence du paramètre "hauteur de tête de bobine" à l'avant et à l'arrière à partir d'un modèle numérique sur les écoulements dans la machine et l'évacuation de la chaleur au niveau des têtes de bobine. Des comparatifs entre les différentes configurations sont réalisés afin de dégager des tendances.

Dans le dimensionnement électrotechnique, la résistance statorique qui dépend nécessairement de la hauteur des têtes de bobine doit être la plus faible possible (à basse vitesse). A l'inverse, la hauteur des têtes de bobine doit être suffisamment longue pour que le refroidissement au niveau des têtes de bobine soit efficace. Pour ces différentes configurations géométriques, un compromis doit être trouvé. L'étude est une étude comparative.

##### IV.2.b-i Géométries et hypothèses

L'étude porte sur une machine complète similaire à la machine étudiée au second chapitre où les hauteurs de tête de bobine sont des paramètres variables du modèle numérique développé.

Dans le modèle, une tête de bobine équivalente est considérée comme une couronne de forme rectangulaire pleine (combinaison du cuivre dans l'encoche, de la tête de bobine avant et arrière). Les zones d'air de la cavité avant, arrière et de l'espace entrefer sont représentées. De cette manière, le couplage aéraulique conséquence de la différence de pression entre les deux cavités est conservée. Les zones d'ouverture de la tête de bobine de part et d'autre du stator sont maintenues dans le modèle.

Les hauteurs des têtes de bobine varient à l'avant et à l'arrière de 15 à 21mm par pas de 1mm. Ceci correspond à une longueur entre la tête de bobine à l'avant de 5.2 à 11.2mm et une longueur de 1 à 7mm entre la goulotte et la tête de bobine à l'arrière. La distance entre la goulotte et le palier arrière est estimée à 1mm (figure IV.3).

Une dépression représentant la perte de charge du couple pont de diode/dissipateur est appliquée à l'arrière du modèle.

En ce qui concerne l'aspect thermique, une température calculée en fonction du débit d'air entrant (par la simulation numérique) consécutif à l'échauffement du pont de diode est également appliquée pour chacune des configurations. La température ambiante autour du domaine est appliquée à  $120^{\circ}\text{C}$  pour l'ensemble des modèles. La figure IV.3 rassemble toutes les conditions limites du modèle.

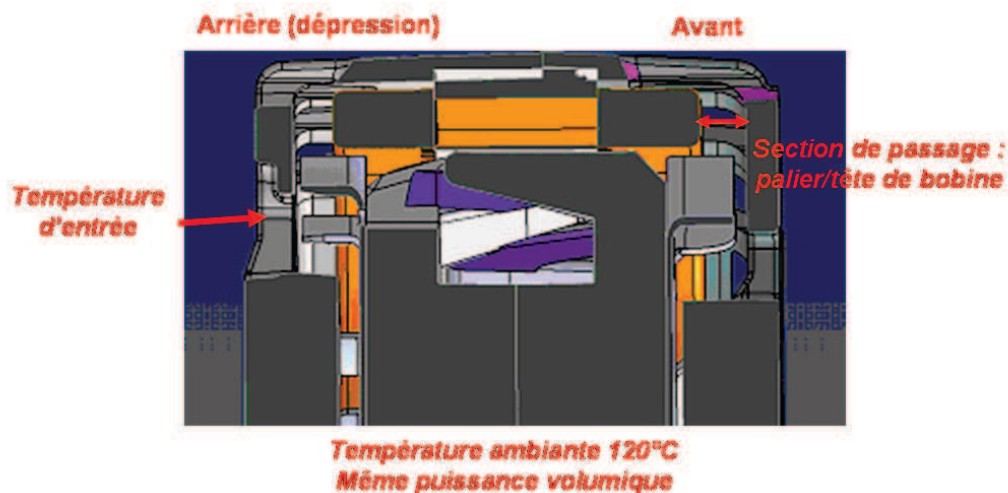


FIGURE IV.3 – Conditions limites du modèle

La même puissance volumique est introduite dans la tête de bobine équivalente dans chacun des modèles. De cette façon, la puissance varie avec les hauteurs des têtes de bobine. Dans le modèle, les échanges thermiques entre le rotor et le stator ne sont pas considérés. De même, aucune autre forme de perte (pertes fer, pertes mécaniques...) n'est introduite.

#### IV.2.b-ii Modèles numériques

Le modèle de turbulence "k-epsilon realizable" est utilisé. De même, le modèle "standard Wall function" est appliqué.



Les critères de convergence sont les mêmes que les études numériques précédentes.

#### IV.2.b-iii Résultats des simulations

Si les configurations extrêmes sont systématiquement étudiées, celles avec des hauteurs arrières trop importantes (à partir de 21mm) n'ont pas été envisagées. Et pour cause, à l'arrière de la machine, le débit d'air doit être suffisant pour permettre le refroidissement du pont de diode.

Le critère choisi afin de comparer les différentes configurations est le calcul de la conductance de convection de la tête de bobine équivalente définie dans le modèle. En se référant au second chapitre, ces conductances sont calculées en fonction de la puissance introduite (en W), de la température de la tête de bobine et d'une température de référence. Pour cette étude, la température de référence est la même que la température ambiante ( $120^{\circ}\text{C}$ ). En toute rigueur, pour le calcul, il faudrait différencier la température de référence choisie à l'arrière et celle à l'avant ; ce choix se justifie par le fait que l'étude considérée est une étude comparative.

Il sera aussi intéressant de pouvoir apprécier la température de la tête de bobine équivalente dans chacun des cas.

Le tableau IV.1 rassemble les conductances de convection de la tête de bobine équivalente calculées pour les configurations envisagées. "AVT" et "AR" correspondent à la hauteur en mm de la tête de bobine respectivement à l'avant et à l'arrière.

AR \ AVT	15	16	17	18	19	20	21
15	2.23	2.33	2.36	2.43	2.55	2.61	2.62
16	x	2.36	2.4	2.49	2.61	2.65	x
17	x	x	2.47	2.53	2.62	2.64	2.69
18	2.41	2.47	x	2.58	2.68	2.75	2.74
19	x	x	x	x	2.70	x	x
20	x	x	x	x	x	x	x
21	x	x	x	x	x	x	2.74

TABLE IV.1 – Conductances de convection tête de bobine ( $\text{W}/^{\circ}\text{C}$ )

D'une manière générale, les écarts obtenus pour les différentes conductances sont relativement faibles.

La configuration qui propose la meilleure conductance de convection tête de bobine équivalente est la configuration 20/18 d'après le tableau (dans le cas où la hauteur à l'avant est supérieure ou égale à la hauteur à l'arrière).

Pour les basses hauteurs de têtes de bobine, les conductances estimées sont globalement faibles. Ceci signifie que pour ces configurations, le refroidissement au niveau des têtes de bobine n'est pas efficace. Pour les hauteurs de tête de bobine plus grandes, la capacité des ventilateurs à évacuer la chaleur est plus importante.

Le tableau IV.2 présente la température de la tête de bobine équivalente atteinte pour l'ensemble des cas considérés.

AR \ AVT	15	16	17	18	19	20	21
15	237	235	236	235	232	232	234
16	x	236	236	235	233	233	x
17	x	x	236	236	235	237	237
18	236	236	x	236	234	233	236
19	x	x	x	x	235	x	x
20	x	x	x	x	x	x	x
21	x	x	x	x	x	x	243

TABLE IV.2 – Températures têtes de bobine ( $^{\circ}C$ )

Au niveau des températures de la tête de bobine équivalente, la différence de température entre l'ensemble des configurations s'échelonne sur  $10^{\circ}C$ .

La configuration 20/18 reste une configuration pour laquelle la température de la tête de bobine est parmi les plus basses.

Suivant les deux critères présentées, la configuration 20/18 se démarque des autres ; l'optimum semble être obtenu autour de ces hauteurs. Toujours sur ces deux mêmes critères, le cas extrême 21/21 présente une conductivité de convection parmi les plus importantes. Par contre, la température de la tête de bobine équivalente (la plus haute) montre que ce n'est sans doute pas un cas de figure acceptable.

Pour pouvoir valider les tendances observées, il est nécessaire de réaliser des essais expérimentaux d'une machine en comparant plusieurs configurations de hauteur de tête de bobine. Pour des raisons matérielles, seules deux configurations ont pu être testées, les configurations 19/18 et 17/17. A l'évidence, le cas 19/18 se rapproche de l'optimum observé lors des essais numériques.

Le tableau IV.3 résume les différentes caractéristiques pour ces deux essais.

Configurations AVT/AR (en mm)	19/18	17/17
Température tête de bobine en $^{\circ}C$	184	206
Température fer en $^{\circ}C$	173	191
Débit électrique en A (plein champ)	167	164

TABLE IV.3 – Caractéristiques configurations

D'après le tableau, les températures sont globalement plus importantes pour la configuration 17/17 et ce malgré un débit électrique moindre. Pour ce cas, le refroidissement est donc moins efficace. Ceci prouve que l'hypothèse évoquée précédemment concernant une hauteur de tête de bobine suffisante (à l'avant ici) dans la perspective d'une meilleure dissipation thermique est vérifiée. Les essais expérimentaux sont en accord avec la tendance observée sur les essais numériques.

Cette étude montre la principale contrainte concernant le refroidissement des têtes de

bobine. Si ces dernières à l'avant et à l'arrière sont trop courtes, malgré une résistance statorique plus basse, l'évacuation de la chaleur n'est pas suffisante pour permettre des performances électriques acceptables. Les résultats de simulation obtenus pour la configuration 15/15 illustre bien cette affirmation.

L'étude s'est principalement focalisée sur la hauteur des têtes de bobine et plus particulièrement sur le compromis hauteurs de tête de bobine/puissance.

La bonne concordance entre les résultats numériques et expérimentaux nous incitent à tester d'autres paramètres d'influence.

### IV.2.c Amélioration du refroidissement des têtes de bobine

L'étude de l'avant de la machine 1 est reprise.

Le modèle numérique et les méthodes de calcul sont les mêmes qu'au second chapitre. Les géométries et les conditions limites sont également conservées.

#### IV.2.c-i Point de départ et analyse

La figure IV.4 rappelle la structure de l'écoulement sur une coupe axiale de la machine. Les vitesses d'écoulement sont exprimées en m/s.

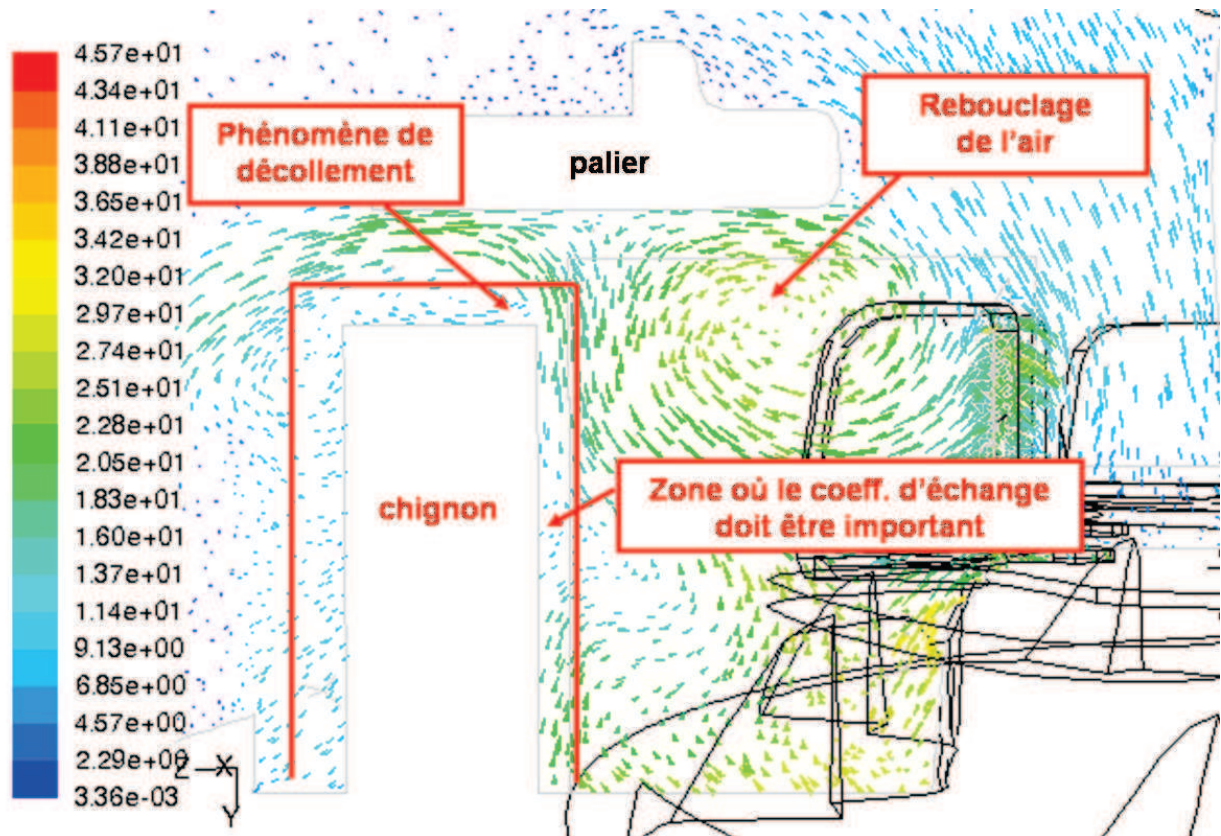


FIGURE IV.4 – Structure d'écoulement (m/s)-configuration standard

Afin de favoriser le refroidissement de la tête de bobine, il suffit d'avoir des coefficients d'échange les plus importants possibles sur les surfaces "tête de bobine dessus", "tête de bobine dessous" et "tête de bobine face". Une autre condition doit être précisée à savoir que l'air qui s'échauffe au contact de la tête de bobine doit être systématiquement évacué vers l'extérieur.

Sur la figure IV.4, des zones de décollement sont observées sur la surface "tête de bobine face" de la tête de bobine ; ceci est évidemment un frein au refroidissement de cette dernière.

D'autre part, des recirculations d'air sont observées. Ce phénomène est la conséquence du positionnement du ventilateur par rapport à la tête de bobine (la pale ne dépasse pas la hauteur de tête de bobine). Dans la phase de recirculation, l'air s'échauffe sur la surface inférieure de la tête de bobine, puis est à nouveau aspiré dans la direction axiale par le ventilateur. A l'évidence, cette recirculation constitue d'une part des pertes de charge dans l'écoulement et d'autre part un point chaud au sein de la cavité (cet air n'est jamais évacué vers l'extérieur).

Afin de s'affranchir de ce phénomène, une solution géométrique est proposée dans un premier temps.

L'objectif est d'occuper la zone de recirculation d'air par de la matière. Une couronne est donc fixée sur la surface interne du palier. De cette manière, le flux d'air propre à la recirculation du cas précédent est guidé vers l'extérieur.

La figure IV.5 présente une coupe axiale de l'avant de la machine 1 avec couronne.

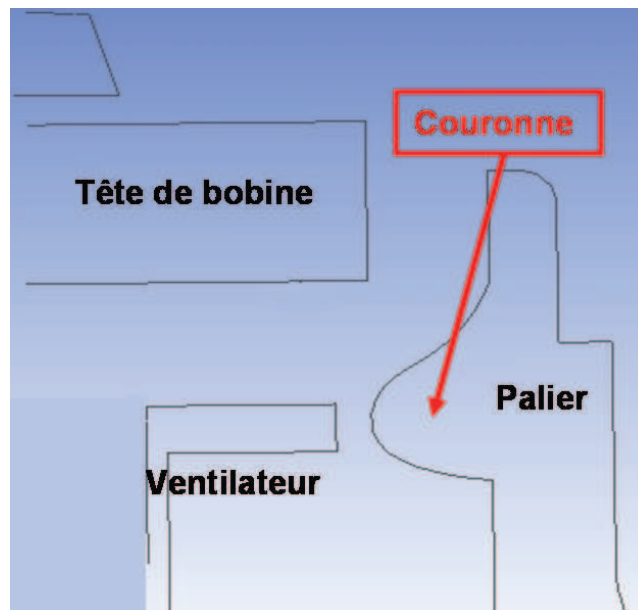


FIGURE IV.5 – Représentation avec couronne

La figure IV.6 présente une coupe axiale de la structure d'écoulement dans la configu-

ration avec couronne.

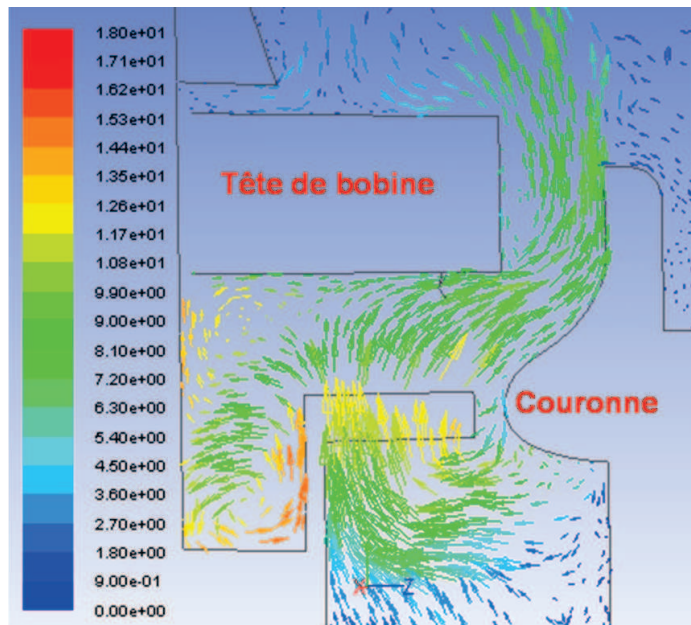


FIGURE IV.6 – Structure d'écoulement (m/s)-configuration avec couronne

La circulation d'air interne a disparu. Dans ce cas, le flux d'air propre à la recirculation du cas précédent est dirigé vers l'extérieur.

Le tableau IV.4 présente une comparaison des débits d'air obtenus dans une configuration avec couronne et sans couronne.

Configurations	Sans couronne	Avec couronne
Débits d'air (l/s)	6.98	8.01

TABLE IV.4 – Comparaisons des débits d'air-configuration avec et sans couronne

Un écart de 13% est obtenu entre les deux configurations. La configuration avec couronne permet de limiter les pertes de charge liées à la recirculation d'air dans le cas sans couronne. Le débit d'air dans le cas avec couronne est logiquement plus important.

Une étude thermique est également réalisée pour les deux configurations. Le calcul de la conductance de convection de la tête de bobine est estimé suivant la même méthode utilisée précédemment.

Ainsi, le tableau IV.5 rassemble les températures des têtes de bobine et les conductances de convection obtenues dans chacune des configurations. La même puissance est introduite dans les deux cas.

Configurations	Sans couronne	Avec couronne
Températures ( $^{\circ}C$ )	90	89
Conductances élémentaires	1.15	1.16

TABLE IV.5 – Comparaisons tête de bobine-Températures et conductances

L'écart est faible concernant les températures et les conductances de convection. Du point de vue thermique, la fixation de la couronne apporte peu en terme d'évacuation de la chaleur. Malgré un débit d'air plus important, la figure IV.6 montre que la zone de décollement sur la surface face de la tête de bobine est toujours présente. Ceci altère nécessairement la dissipation thermique. Les échanges thermiques avec le palier (non étudiés ici) sont nécessairement augmentés.

Pour la problématique à l'arrière, la configuration avec couronne est très intéressante. En effet, cette dernière pourrait permettre d'améliorer le débit d'air dans la perspective de mieux refroidir le pont de diode.

### IV.2.c-ii Position du ventilateur

En simulation numérique, afin de mieux comprendre l'influence du paramètre "position du ventilateur", 3 positions de ventilateur sont testées. La première correspond à la position initiale du ventilateur dont la simulation a déjà été présentée. La seconde et troisième position sont prises respectivement à 5 et 7mm de la première suivant la composante axiale. Cette dernière représente la position limite du ventilateur afin de ne pas avoir de collision avec le palier.

Pour cette étude, la hauteur de tête de bobine est fixée, de même que le positionnement du palier.

Pour les positions 5 et 7mm, les mêmes méthodologies numériques que le cas initial sont utilisées.

Les figures IV.7 et IV.8 présentent les écoulements respectivement pour le cas 5 et 7mm.

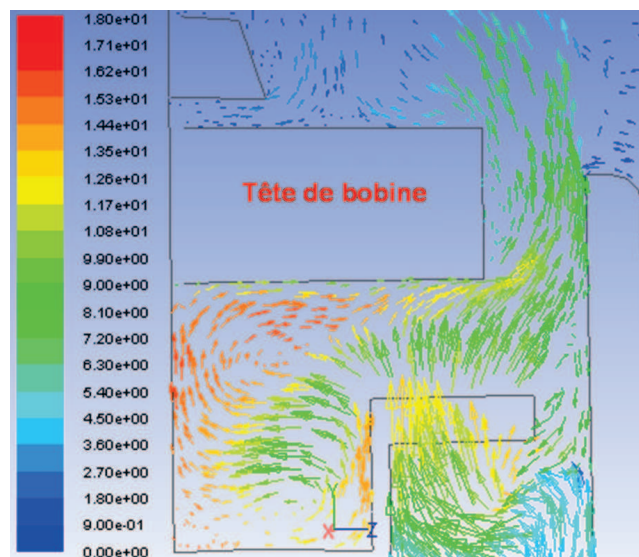


FIGURE IV.7 – Structure d'écoulement (m/s)-ventilateur décalé 5mm



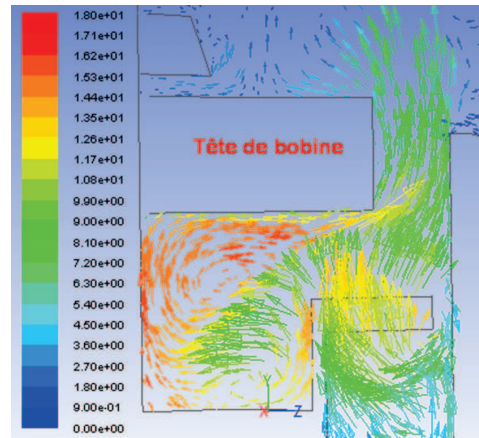


FIGURE IV.8 – Structure d'écoulement (m/s)-ventilateur décalé 7mm

Pour la position du ventilateur décalée de 7mm, la zone de décollement sur la surface "face tête de bobine" est nettement diminuée. Pour ces deux positions de ventilateurs, il n'y a plus de recirculation d'air.

Le tableau IV.6 reprend les débits d'air et les conductances de convection élémentaires pour l'ensemble des positions du ventilateur.

Position ventilateur	Standard	5mm	7mm
Débit d'air (l/s)	6.98	7.49	8.97
Conductances élémentaires (W/K)	1.15	1.18	1.23

TABLE IV.6 – Comparaisons tête de bobine-Températures et conductances

Le passage de la position standard à la position où le ventilateur est décalé de 7mm permet de gagner 22% de débit. De même, pour cette dernière configuration, la conductance de convection est également la plus importante.

Par conséquent, rapprocher le ventilateur le plus possible du palier permet d'avoir une meilleure évacuation de la chaleur (dans cette configuration tête de bobine, ventilateur et palier donnée).

#### IV.2.c-iii Position du couple palier/ventilateur

Pour la configuration de machine étudiée, la position du ventilateur la plus proche du palier est la plus favorable.

Afin de finaliser l'étude, il est nécessaire, en ayant fixé la position du ventilateur par rapport au palier d'analyser l'influence de la section de passage entre le palier et la tête de bobine.

Dans l'étude, la position du ventilateur à 7mm est conservée (cas le plus favorable).

Toujours en utilisant les mêmes méthodologies et modèles numériques, le couple palier/ventilateur est positionné de façon à ce que le plateau du ventilateur coïncide avec la fin de la tête de bobine. De cette manière, la hauteur de pale est équivalente à la distance entre la tête de bobine et le palier.

Décaler davantage le couple palier/ventilateur n'a visiblement aucun intérêt. Certes, la

section de passage palier/tête de bobine est augmentée favorisant un débit d'air plus important (jusqu'à un certain point). En revanche, et l'étude sur les hauteurs de tête de bobine l'a prouvée, la dissipation thermique est moins efficace.

La figure IV.9 présente la structure d'écoulement dans le cas énoncé.

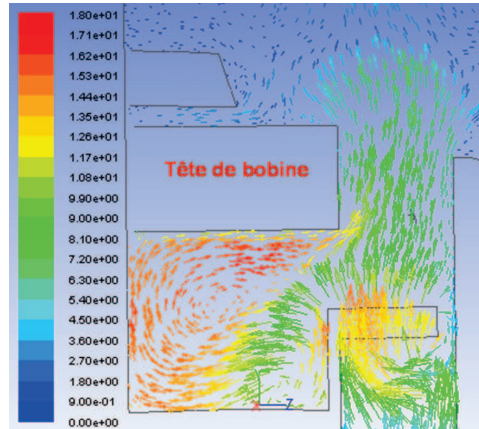


FIGURE IV.9 – Structure d'écoulement (m/s)-ventilateur/palier décalé

Pour ce cas de figure, le débit d'air atteint la valeur de  $10\text{ l/s}$  (le plus important obtenu depuis le début de l'étude). La température de la tête de bobine est supérieure en comparaison avec les cas précédents, de l'ordre de  $90^\circ\text{C}$ . La conductance de convection tête de bobine est par conséquent inférieure ( $1.13\text{ W/K}$ ).

Les résultats obtenus prouvent que pour le cas considéré, l'évacuation de la chaleur est moins efficace malgré un débit d'air plus important.

Dans le cadre d'un plan d'expérience, à partir du même couple palier/ventilateur (proximité), celui-ci est déplacé suivant la direction axiale de façon à réduire la section de passage palier/tête de bobine.

La figure IV.10 présente les débits d'air en fonction de la section de passage (en mm).

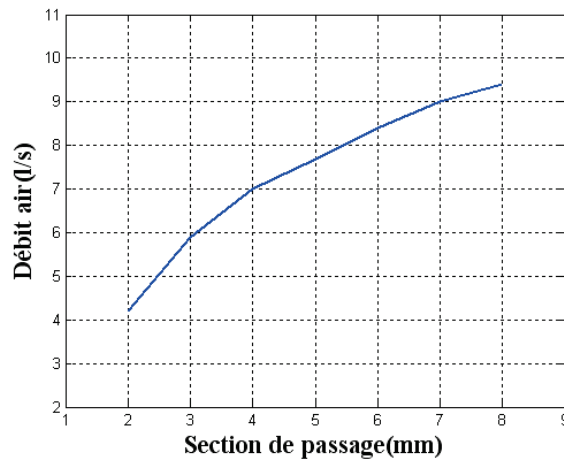


FIGURE IV.10 – Débit d'air en fonction de la section de passage



D'après la figure, le débit d'air chute très nettement à partir de 2mm de section. En qui concerne les conductances, le tableau IV.7 présente ces dernières en fonction de la section de passage.

Section de passage (en mm)	8	7	6	5	4	3
Conductances (W/K)	1.18	1.23	1.30	1.34	1.44	1.39

TABLE IV.7 – Conductances en fonction de la section

Dans cette configuration, d'après le tableau, la section de passage qui permet la meilleure évacuation est située dans une fourchette de 3 à 5mm.

#### IV.2.c-iv Essais expérimentaux, comparaison

Afin de justifier les ratios obtenus, un essai expérimental est mis en place (celui-ci utilise l'essai à pertes maîtrisées). L'objectif est de mettre une entretoise au niveau de la section de passage entre la palier avant et la tête de bobine. Cette dernière est fixée contre le palier. La figure IV.11 présente la configuration de la machine obtenue une fois l'opération entreprise. L'épaisseur d'entretoise est de 6mm. Dans cette disposition, la section de passage est de l'ordre de 3-4mm (et coïncide avec l'optimum identifié dans l'étude numérique). De cette manière, le flux d'air est en principe mieux utilisé (évacuation de la chaleur).

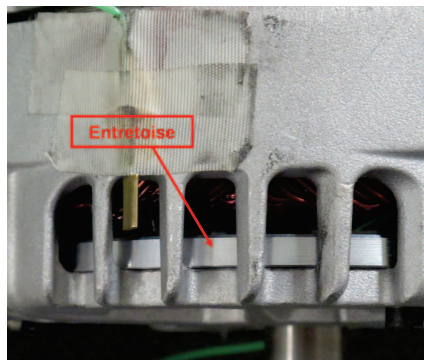


FIGURE IV.11 – Entretoise fixée contre le palier

Pour pouvoir apprécier l'amélioration du refroidissement de la machine, deux essais avec et sans entretoise sont comparés.

La procédure est toujours la même. Une puissance est injectée de façon à atteindre une température de  $180^{\circ}C$ .

Le tableau IV.8 présente les résultats obtenus (température moyenne tête de bobine, puissance...) pour chacune des configurations. Les températures ambiantes sont précisées ici contenu de leur différence.

D'après le tableau, la puissance injectée dans le bobinage statorique dans la configuration avec entretoise est toujours supérieure. Il est néanmoins difficile de conclure tant les températures moyennes des têtes de bobine sont différentes entre elles. Seule la vitesse de 5000tr/min peut faire l'objet d'une comparaison. Pour celle-ci, dans le cas avec entretoise, le gain de puissance est estimé à 130W.

Vitesse de rotation (tr/min)	Configuration avec entretoise (W)			Configuration sans entretoise (W)		
	Puiss. injectées	Temp. moy.	Temp.amb.	Puiss. injectées	Temp. moy.	Temp.amb.
2000	690	182	30	637	172	30
3000	901	187	30	808	179	31
4000	1056	184	31	927	178	34
5000	1153	177	33	1004	176	35

TABLE IV.8 – Pertes et températures moyennes des têtes de bobine

Il est plus intéressant de comparer les deux configurations suivant le critère de la conductance de convection de la tête de bobine équivalente. Le tableau IV.9 résume les conductances obtenues pour l'ensemble des vitesses.

Vitesse (tr/min)	Avec entretoise	Sans entretoise	Ecart
2000	4.53	4.48	0.05
3000	5.74	5.46	0.28
4000	6.86	6.43	0.42
5000	8	7.12	0.89

TABLE IV.9 – Comparaisons des conductances avec et sans entretoise

L'écart entre les deux configurations augmentent avec la vitesse. Il est faible à 2000tr/min. Pour la vitesse de 3000tr/min (la vitesse qui nous intéresse), la configuration avec entretoise permet de gagner environ 5-10°C sur la température tête de bobine équivalente. De plus, si un ventilateur (avant) plus performant est utilisé, d'après le tableau, l'écart de puissance pour la vitesse considérée entre les deux configurations sera augmenté.

Un autre cas intéressant est présenté ci-après. Sur un essai en charge d'une machine du même type, une entretoise de 2mm a cette fois été placée contre le palier avant. Les résultats montrent un débit supérieur de 2A avec une diminution de la température de 5°C.

Un travail important sur les machines doit être effectué de façon à pouvoir permettre une meilleure utilisation du flux d'air généré par les ventilateurs. Les différents résultats obtenus suggèrent de tenir compte (dès le début de conception) de la position du ventilateur en fonction de la section de passage palier/tête de bobine. Cette même section ne doit pas dépasser 3-4mm. De plus, il faut pouvoir ajuster le flux d'air (en fonction des paramètres évoqués) de façon à pouvoir réduire la hauteur des têtes de bobine (refroidissement efficace). D'après l'ensemble des résultats obtenus précédemment, ceci n'est pas évident à première vue.

#### IV.2.d Conclusion

L'étude au stator s'est principalement focalisée sur le refroidissement des têtes de bobine (parties les plus chaudes de la machine). Le système de refroidissement à l'avant et à l'arrière a été caractérisé en fonction de la position des ventilateurs dans l'enveloppe machine, des hauteurs des têtes de bobine et de la section de passage palier/tête de bobine.

Une large étude numérique et expérimentale par plan d'expérience a été entreprise. L'objectif est de déterminer des configurations (en fonction des paramètres énoncés ci-avant) pour lesquelles le refroidissement est le plus efficace.

Dans une configuration géométrique de machine donnée, des considérations intuitives concernant l'inefficacité du refroidissement pour des hauteurs de tête de bobine trop faibles ont été formalisées. Ainsi, des ratios sur la position du ventilateur, la section de passage palier/tête de bobine ont été déterminés. Par exemple, pour une position du ventilateur la plus proche possible du palier (avec des hauteurs de pale fixées), la section de passage pour laquelle le refroidissement est maximal a été établi dans une fourchette de 3-4mm. De plus, on précise que dans tous les cas, la section de passage ne doit pas être inférieure à 2mm sans quoi le refroidissement serait trop pénalisé. Un essai expérimental a consisté à introduire une couronne au niveau de la section de passage pour mettre en évidence la justesse de ces ratios et leur impact sur la qualité du refroidissement.

Ainsi, un critère général peut être établi concernant les différents paramètres identifiés. La pale devra dépasser de 3mm la tête de bobine avec une section de passage de 3-4mm (en considérant que la hauteur de pale du ventilateur soit supérieure à 3mm). Ceci constitue une configuration pour laquelle le refroidissement sur la tête de bobine est amélioré.

La problématique à l'arrière (refroidir le pont de diode) est telle qu'il est impératif de garantir un débit d'air le plus important possible (limité par les performances du ventilateur). Ainsi, la pale doit être en vis à vis de la section de passage palier/tête de bobine ; le début de pale doit être à hauteur de la fin de la tête de bobine (réduire au maximum les pertes de charge). Souvent, pour des questions de bruit aéraulique, le ventilateur est décalé d'une certaine distance  $l$  par rapport aux ouïes d'entrée du palier. Afin d'assurer une évacuation de la chaleur plus importante au niveau de la tête de bobine, en tenant compte de la contrainte énoncée précédemment, une couronne d'épaisseur  $l$  doit être fixée contre la surface intérieure du palier au niveau de la section de passage.

Si le refroidissement des têtes de bobine est fondamental, celui du rotor est tout aussi important puisque c'est à partir de lui qu'est généré le flux utile d'excitation magnétique. La suite aborde cette thématique.

### IV.3 Refroidissement du rotor

Le refroidissement du rotor est un enjeu majeur pour de nombreuses machines et en particulier pour la machine à griffes.

Comme il a déjà été précisé, la température rotor est un paramètre qui influe sur les performances électriques de la machine. Cette température influe directement sur le flux inducteur par limitation du courant d'excitation dans la bobine.

Indépendamment des pertes joules par passage du courant dans la bobine d'excitation, dans l'objectif de mieux refroidir cette dernière, 2 possibilités sont envisagées :

- La première consiste à réduire les échanges thermiques rotor/stator. La proximité de la

partie tournante avec la partie fixe pose problème.

- La deuxième suppose d'utiliser convenablement le débit d'air axial (introduit par Vasilescu dans [6]) issu de la dépression entre la cavité avant et arrière de la machine.

Dans cette partie, l'étude porte essentiellement sur le refroidissement du rotor en utilisant le flux d'air axial dans la machine.

### IV.3.a Introduction au débit d'air axial

Le système de refroidissement de la machine utilise un couple de ventilateurs différents à l'avant et l'arrière qui sont solidaires des roues polaires. De plus, pour des contraintes d'encombrement au sein des cavités avant et arrière (mécanique, acoustique), de structure de la machine avec des échauffements différents (par exemple les organes de l'arrière constituent un échauffement important) ou encore la taille des ventilateurs, les circuits aérauliques des 2 cavités sont différents.

En conséquence, les pressions en sortie des deux roues sous la tête de bobine sont différentes, créant une dépression entre l'avant et l'arrière de la machine. Ainsi, un flux d'air axial traverse le rotor suivant les pressions décroissantes.

En terme d'impact sur le refroidissement de la machine, sur la plage de fonctionnement de l'alternateur, le débit d'air axial a un rôle limité. Néanmoins, comme il a été dit, il contribue aux performances électriques de la machine. Il est donc important de pouvoir identifier les paramètres géométriques influents sur ce flux d'air.

Dans la suite, des considérations et justifications théoriques sont fournies pour illustrer le débit d'air axial dans la machine. Ensuite, il sera temps d'évoquer les paramètres influents dans le cas réel.

#### IV.3.a-i Expression générale de la dépression axiale dans une machine

Pour donner une première évaluation analytique du débit d'air axial, deux cylindres coaxiaux sont considérés jouant le rôle de stator et de rotor.

L'équation de dynamique des fluides peut s'écrire, dans le cas d'un fluide réel sous la forme :

$$\rho \frac{\vec{v}}{dt} = \rho \nabla \vec{f} - \nabla p + \mu \Delta \vec{v} + \frac{\mu}{3} \nabla (\nabla \cdot \vec{v}) \quad (\text{IV.1})$$

où  $\vec{v}$  correspond à la vitesse absolu d'une particule de fluide.

Si le fluide est incompressible, l'équation précédente devient :

$$\rho \frac{\vec{v}}{dt} = \rho \nabla \vec{f} - \nabla p + \mu \Delta \vec{v} \quad (\text{IV.2})$$

En supposant les cylindres concentriques, l'écoulement stationnaire et axisymétrique et en négligeant les effets de bords à l'entrée et à la sortie de l'entrefer, les équations de

Navier-Stokes en coordonnées cylindriques se simplifient suivant :

$$\rho \frac{v_\theta^2}{r} = \frac{\partial p}{\partial r} \quad (\text{IV.3})$$

$$\frac{\partial^2 v_\theta}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial r} - \frac{v_\theta}{r^2} = 0 \quad (\text{IV.4})$$

$$\mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial r} \right) = \frac{\partial p}{\partial z} \quad (\text{IV.5})$$

Pour le système obtenu, chaque composante de la vitesse a sa propre équation. L'écoulement résultant est donc la superposition de deux écoulements indépendants, le premier de type couette consécutif à la rotation des deux cylindres concentriques (l'un en rotation, l'autre fixe), le second de type poiseuille produit par le gradient de pression dans la direction axiale.

L'écoulement de type couette est décrit par les deux premières équations tandis que l'écoulement de type poiseuille se réfère à la troisième équation. Les solutions pour chacune de ces deux équations sont exprimées dans [6].

La suite de la démonstration afin de déterminer la dépression théorique avant/arrière est également proposée dans [6] et s'écrit :

$$\Delta p = \frac{12\mu L}{\pi(r_s^2 - r_r^2)(r_s - r_r)^2} q_{deb} \quad (\text{IV.6})$$

De plus, en considérant deux lignes de courant, une à l'arrière de la machine et une autre qui traverse celle-ci (passant par le rotor), l'application de la relation de Bernoulli permet d'avoir une autre expression de la dépression entre l'avant et l'arrière, soit :

$$\Delta p = p_{avt} - p_{ar} = \frac{\rho}{2} (v_{arr}^2 - v_{avt}^2) \quad (\text{IV.7})$$

D'après la relation ci-dessus, le sens de la dépression dépend des vitesses en sortie des ventilateurs à l'avant et à l'arrière du rotor. Vasilescu affirme "puisque le ventilateur arrière est plus performant que celui à l'avant pour la plupart des machines, la pression statique est plus importante à l'avant et l'écoulement axial est de l'avant vers l'arrière".

Cette affirmation semble correcte à première vue mais demande à être précisée. Une ébauche de contre-exemple est tout de même proposée ici.

Soit une machine à griffes dont les caractéristiques sont données ci-après :

- Les sorties d'ouïes à l'avant et à l'arrière sont complètement obturées. Les ouïes d'entrée des deux paliers sont les mêmes
- Les performances aérauliques intrinsèques au ventilateur arrière sont supérieures à celles du ventilateur avant (diamètre extérieur ventilateur plus grand)
- La partie électronique de l'arrière n'est pas positionnée sur le palier arrière

En fonctionnement normale, les vitesses en sortie de pâles des ventilateurs sont considérées nulles (hypothèse). Or, puisque le ventilateur arrière est plus performant, la pression atteinte au sein de la cavité arrière est plus importante. Il s'en suit une différence de pression et un flux d'air axial de l'arrière vers l'avant.

Sur cet exemple, l'affirmation de Vasilescu ainsi que celle de [IV.7] sont mis en défaut. D'après ces considérations, il semblerait que le sens du flux d'air axial ne dépend pas uniquement des performances des ventilateurs.

En considérant que l'hypothèse sur la nullité des vitesses en sortie de pôle des ventilateurs est fautive, l'affirmation suivant laquelle les vitesses en sortie de pôles du ventilateur arrière sont strictement supérieures à celles en sortie de pôles du ventilateur avant est toujours juste. Ceci ne remet pas en cause la conclusion établie.

Afin d'illustrer la théorie établie, certains résultats de l'étude [30] sont présentés dans la suite. La machine qui est étudiée a la particularité d'avoir un rotor lisse ce qui se rapproche du cas théorique. Cette machine est nommée "machine 3".

#### IV.3.a-ii Présentation du modèle numérique associé à la machine 3 et résultats

Pour réaliser le modèle, les volumes d'air paliers avant et arrière et entrefer sont assemblés. (figure IV.12).

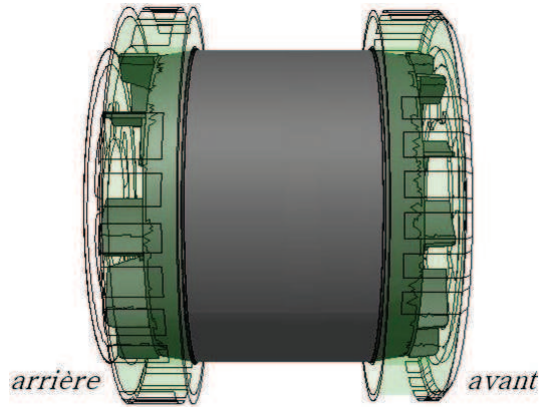


FIGURE IV.12 – Modèle numérique-machine à rotor lisse

La taille des mailles utilisées pour les volumes du palier est relativement fine aux alentours de 1mm. La volume entrefer est maillé avec 5 couches d'éléments, un nombre jugé suffisant pour reproduire une couche limite entre le rotor et le stator.

Pour faciliter l'étude, aucune perte de charge modélisant la partie arrière (électronique, dissipateur) n'est prise en compte.

Les simulations sont effectuées au point de fonctionnement critique 3000tr/min.

Les résultats des débits d'air sont donnés dans le tableau IV.10.

Position de la sonde	Sortie avant	Sortie arrière	Axial
Débit (l/s)	8.39	10.44	0.0134

TABLE IV.10 – Présentation des débits d'air de la machine

Le débit dans le volume entrefer contenu de sa faible épaisseur est très faible comparativement aux débits d'air avant et arrière. En utilisant [IV.7] et l'expression permettant d'estimer les vitesses d'air  $v = \frac{q_{deb}}{2\pi r h}$  en sortie de pôle des ventilateurs, la dépression entre les deux cavités ainsi que le débit d'air axial peut être calculée facilement.

Dans l'expression,  $h$  n'est autre que la hauteur de pôle,  $r$  le rayon extérieur et  $q_{deb}$  le débit

généralisé par le ventilateur.

AN :

Données géométriques :

$deb_{avt} = 8.39l/s$  (débit avant),  $deb_{arr} = 10.44l/s$  (débit arrière),  $L = 83.5mm$  (longueur du rotor),  $r = 53mm$  (rayon extérieur du ventilateur),  $h_{avt} = 9.3mm$  (hauteur des pâles du ventilateur avant),  $h_{arr} = 13.35mm$  (hauteur des pâles du ventilateur arrière),  $\rho = 1.225kg/m^3$  (densité de l'air),  $\mu = 1.7894e^{-5}kg/m - s$  (viscosité de l'air)

Les résultats obtenus sont :

$$v_{avt} = 2.6m/s$$

$$v_{arr} = 2.36m/s$$

$$q_{deb} = 0.00769l/s$$

Le débit estimé est du même ordre de grandeur que celui simulé. Dans ce cas, la théorie définie est en accord avec la réalité.

### IV.3.b Débit axial et machine à griffes

Le paragraphe précédent a été l'occasion d'étudier un cas qui se rapproche du cas théorique où les deux cylindres sont considérés coaxiaux (surface lisse).

En ce qui concerne la machine à griffes, la problématique est encore différente puisque l'épaisseur d'entrefer est très faible de l'ordre de 0.35mm. Dans ces conditions, le flux d'air axial traversant l'entrefer est considéré négligeable. Les espaces entre griffes offrent un passage dans le rotor plus important à condition que ces espaces ne soient pas bouchés par les plateaux des ventilateurs. En cas de dépression entre les cavités avant et arrière, le flux d'air axial est quantitativement plus important en comparaison avec la configuration de la machine 3.

L'ajout des aimants entre les griffes peut changer la donne. Il est donc intéressant de pouvoir comparer des configurations de rotor avec aimant, sans aimant et un aimant sur deux.

Dans la suite, afin de mieux maîtriser le flux d'air axial de le mettre à profit dans le dimensionnement thermo-électrique de la machine, l'influence de plusieurs paramètres (hauteur des têtes de bobine) doit être étudiée.

#### IV.3.b-i Hauteur des têtes de bobine-section de passage palier/tête de bobine

Pour une longueur de machine donnée (définition des paliers avant et arrière), en ayant positionné le rotor, la variation de la hauteur des têtes de bobine à l'avant et à l'arrière peut avoir des répercussions sur la pression statique au sein des cavités.

Pour pouvoir caractériser l'influence de ce paramètre, les modèles numériques concernant la dissipation thermique sur les hauteurs de tête de bobine à l'avant et à l'arrière sont repris. La structure géométrique de la machine est conservée (en particulier les ventilateurs). Cette étude concerne, cette fois, uniquement les écoulements aérauliques dans la machine. L'ensemble des conditions limites appliquées au modèle est conservé. Le tableau IV.11 présente les débits d'air obtenus pour les configurations les plus intéressantes. L'ensemble des débits est donné en  $l/s$ .

Les débits axiaux du tableau sont positifs lorsque le flux d'air est dans le sens de l'avant

Hauteur avant/ hauteur arrière (mm)	Cavité arrière		Cavité avant		Débit axial
	Débit entrée	Débit sortie	Débit entrée	Débit sortie	
19/17	9.54	10.03	9.3	8.81	0.49
21/21	9.39	9.78	8.91	8.51	0.39
21/15	9.81	10.94	9.10	7.97	1.12
15/21	7.76	6.4	9.15	8.77	-1.36
15/15	10.37	10.15	9.46	7.99	0.22
19/19	8.78	8.82	9.14	9.11	0.03
Bouché/15	9.6	11.54	1.94	0	1.94

TABLE IV.11 – Débits d'air machine en fonction des hauteurs tête de bobine

vers l'arrière.

Pour l'ensemble des configurations, le bilan aéraulique entrée/sortie est respecté. Les équations [IV.8] et [IV.9] sont toujours vérifiées.

$$deb_{ar}^{sort} = deb_{ar}^{entr} + deb^{ax} \quad (IV.8)$$

$$deb_{avt}^{entr} = deb_{avt}^{sort} - deb^{ax} \quad (IV.9)$$

Les configurations extrêmes du modèle numérique sont présentées dans le tableau. Par exemple, les débits aérauliques axiaux maximums sont obtenus pour les configurations 21/15 et 15/21. Pour cette dernière configuration, le sens du flux d'air axial est de l'arrière vers l'avant, tandis que pour la configuration 21/15, c'est l'inverse.

Le fait d'avoir une hauteur de 21mm (à l'avant ou à l'arrière) crée une plus forte pression au sein de la cavité. A l'opposé, la hauteur 15mm permet une diminution de la pression. Ainsi, la différence de pression entre l'avant et l'arrière est augmentée.

Si la cavité avant en sortie d'ouïe est obturée, le flux d'air axial est le plus important (de l'ordre de 1.96l/s).

Lorsque les hauteurs des têtes de bobine sont modifiées, la section de passage entre le palier et la tête de bobine varie également. Par exemple, pour une hauteur de 21mm à l'avant et à l'arrière, la distance entre le palier et la tête de bobine correspondent respectivement à 5.2 et à 2mm. Par conséquent, la section de passage joue un rôle non négligeable sur la pression au sein de la cavité.

Un autre point intéressant se dégage du tableau IV.11. Si la configuration 15/15 et celle "bouché"/15 (débit axial le plus important) sont comparées, le débit arrière en entrée de 15/15 est supérieur à celle "bouché"/15 de 8%. Ceci s'explique en partie par le fait que le flux d'air axial crée des pertes de charges proportionnelles à son intensité dans l'écoulement arrière.

#### IV.3.b-ii Variation des pertes de charge sur le palier arrière

Pour continuer l'étude sur le débit axial, sur une même configuration de tête de bobine (le cas 21/15), la perte de charge à l'entrée du palier arrière est changée de façon à modifier



l'écoulement dans la cavité arrière. Ainsi, 3 cas sont traités, un cas avec une pression négative (pertes de charge), un avec une pression positive et un dernier sans pression.

Le tableau IV.12 présente les débits d'air de la machine pour les différents cas.

Hauteur avant/ hauteur arrière (mm)	Cavité arrière		Cavité avant		Débit axial
	Débit entrée	Débit sortie	Débit entrée	Débit sortie	
Avec -pression	9.81	10.94	9.10	7.97	1.12
Sans pression	10.65	11.54	9.05	8.16	0.88
Avec +pression	11.36	12.02	8.9	8.24	0.66

TABLE IV.12 – Débits d'air machine-pertes de charge différentes

Premièrement, le débit arrière en entrée augmente proportionnellement avec la pression appliquée à l'arrière de la machine.

Le débit d'air axial quant à lui diminue avec l'augmentation de la pression et est dirigé de l'avant vers l'arrière dans les 3 cas traités. Le fait d'accroître le débit d'air à l'arrière implique une augmentation de la pression au sein de la cavité. La différence de pression entre l'avant et l'arrière diminue ; il s'en suit une réduction du débit d'air axial.

Dans une application machine, à condition que la pression statique de la cavité avant soit toujours supérieure, le fait de positionner la partie électronique (pont de diode, dissipateur...) permet toujours d'augmenter le flux d'air axial dans la machine. Néanmoins, l'augmentation de ce même flux d'air perturbe l'écoulement dans la cavité arrière. Ceci est évidemment préjudiciable pour le refroidissement du couple pont de diode/dissipateur.

Associer un ventilateur avec des pertes de charge (définition du chemin aéraulique) est équivalent à un ventilateur moins performant. Ainsi, si un ventilateur de plus petites dimensions est utilisé, il permettra dans tous les cas une pression statique moins importante au sein de la cavité.

Dans un encombrement machine donné, si les hauteurs des têtes de bobine et la section de passage tête de bobine/palier influent sur la pression statique dans la cavité, celle-ci dépend également du positionnement du ventilateur dans le compartiment avant (ou arrière).

La suite est consacrée à cette étude.

#### IV.3.b-iii Position du ventilateur et débit d'air axial

Pour finaliser la caractérisation des paramètres influents sur le refroidissement du rotor, l'étude porte, à présent sur la position du ventilateur dans l'encombrement.

Dans le cadre de cette analyse, les modèles numériques associés à la machine 1 sont réutilisés et notamment ceux qui concernent la position du ventilateur. Les conditions limites et méthodologie de calcul sont conservées pour ces modèles.

Pour commencer, la figure IV.13 rappelle la distribution de pression au sein de la cavité pour la position standard du ventilateur.

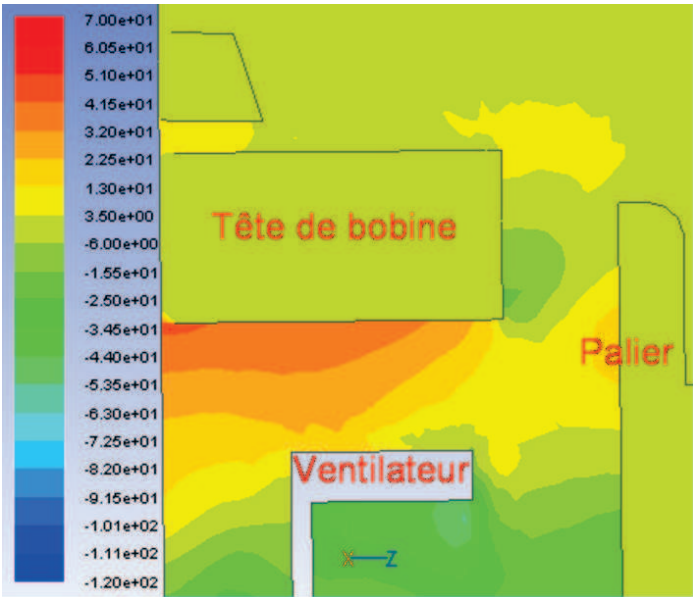


FIGURE IV.13 – Distribution de pression-machine référence 1

Les zones de plus forte pression sont localisées sous la tête de bobine. Comme il a été précisé, c'est principalement cette zone qui induit le flux d'air axial dans la machine. deux autres positions du ventilateur sont testées à partir des modèles numériques développés.

Les figures IV.14 et IV.15 présentent la distribution des pressions statiques respectivement pour la position 5 et 7mm du ventilateur décalée de la position standard.

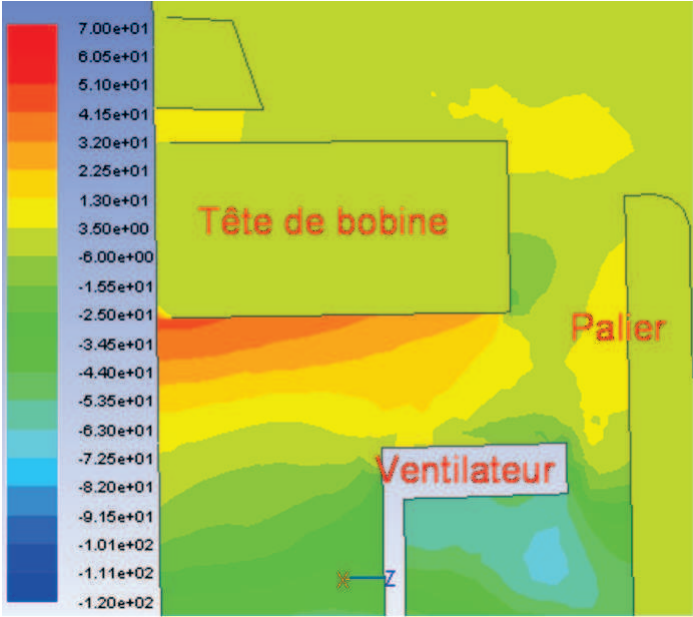


FIGURE IV.14 – Distribution de pression décalée 5mm-machine 1

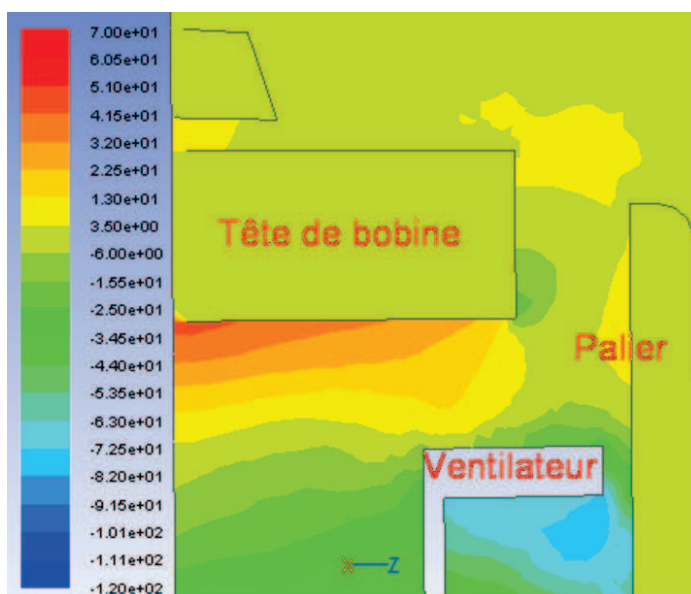


FIGURE IV.15 – Distribution de pression décalée 7mm-machine 1

En comparant les différentes positions du ventilateur, le cas où le ventilateur est le plus proche du palier présente une zone de pression (située sous la tête de bobine) moins étendue (et moins importante) que les deux autres cas. De cette manière, en décalant le ventilateur vers le palier, moins de pression statique (énergie piézométrique) est créée au sein de la cavité.

Pour finir, à partir de la configuration où le ventilateur est le plus proche du palier, le couple ventilateur/palier est translaté de façon à ce que le début de pale coïncide avec la fin de la tête de bobine (cette configuration a déjà été présentée précédemment).

La figure IV.16 présente la distribution de pression pour ce cas.

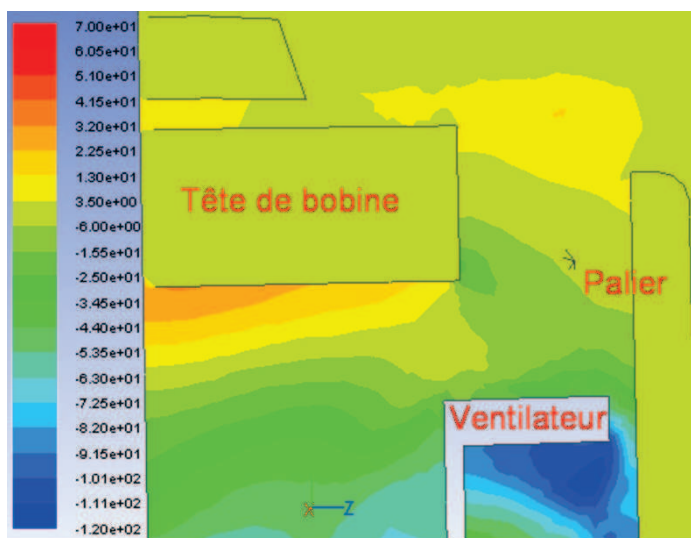


FIGURE IV.16 – Distribution de pression décalée palier/ventilateur-machine 1

D'après la figure, la pression au sein de la cavité dépend uniquement du taux de fermeture du palier. Les pâles sont en vis à vis de la section de passage tête de bobine/palier. La tête de bobine ne crée pas de perte de charge dans l'écoulement (donc pas de pression).

Après avoir caractériser les différents paramètres influents sur le flux d'air axial, l'impact sur le refroidissement du rotor est discuté dans la suite. La discussion s'appuie sur des considérations expérimentales.

### IV.3.c Synthèse du refroidissement au rotor et dimensionnement machine

#### IV.3.c-i Lien avec l'étude Vasilescu

D'après l'étude que l'on vient de réaliser, le flux d'air axial peut être maîtrisé en modifiant certains paramètres. Ces derniers, la hauteur de tête de bobine, la section de passage tête de bobine/palier, la position du ventilateur et le taux de fermeture du palier conditionnent la configuration géométrique au sein de la cavité (avant ou arrière).

Par exemple, dans le cas d'une machine avec un stator sans tête de bobine, la dépression dépend de la performance des ventilateurs et des ouïes entrée/sortie des paliers. Si les paliers sont symétriquement identiques, dans le cas où le ventilateur arrière est plus performant que celui à l'avant, le sens du flux d'air axial est dirigé de l'arrière vers l'avant.

Pour revenir aux considérations de Vasilescu, dans la plupart des machines, le flux d'air axial est dirigé de l'avant vers l'arrière puisque le ventilateur arrière est plus performant que celui à l'avant. Il a d'ailleurs justifié cette affirmation en visualisant les écoulements aérauliques marqués par un fumigène (rouge) dans le cas d'une machine réelle.

L'explication est la suivante.

Pour une grande partie des machines, le ventilateur arrière se trouve dans une position où les pâles sont au niveau de la section de passage tête de bobine/palier. Ceci est une bonne coïncidence puisque le refroidissement du pont de diode nécessite un débit d'air important. En conséquence, la pression dans la cavité est imposée principalement par le taux de fermeture des paliers.

A l'avant, souvent, la position du ventilateur est telle que les pâles sont logées en dessous de la tête de bobines (ne sont pas au niveau de la section de passage). De cette façon, la pression créée dans l'écoulement est importante.

D'après ces considérations, le sens du flux d'air axial est bien de l'avant vers l'arrière.

#### IV.3.c-ii Essais expérimentaux

Le flux d'air axial contribue au refroidissement du rotor en abaissant la température équivalente du volume d'air entrefer (air dans l'entrefer, entre les griffes et autour de la bobine d'excitation). De cette façon, les échanges rotor/stator et bobine/stator (par l'intermédiaire du volume d'air entrefer) sont diminués.

Afin de vérifier ces considérations, une étude expérimentale comparative est proposée. Sur une même machine, deux configurations de hauteur de tête de bobine 19/18 et 19/15 sont testées.

Le tableau IV.13 résume les différentes caractéristiques pour ces deux essais. Les températures de chacun des éléments présentés dans le tableau sont des températures moyennes.

Configurations AVT/AR (en mm)	19/18	19/15
Température tête de bobine en °C	184	197
Température fer en °C	173	179
Température diode °C	147	145
Débit électrique en A (plein champ)	166	170

TABLE IV.13 – Caractéristiques configurations

D'après le tableau, la premier point à évoquer concerne les performances électriques obtenues. En plein champ, la configuration 19/15 permet d'avoir un débit électrique plus important que celle 19/18. Pourtant, les températures obtenues pour le fer stator et les têtes de bobine sont plus faibles pour ce dernier. Ceci est d'ailleurs cohérent avec les résultats de l'étude sur la dissipation thermique sur les têtes de bobine (c'est aussi à cause du débit électrique moins important pour la configuration 19/18).

Pour la configuration 19/15, l'impact du flux d'air axial est clairement visible sur le refroidissement du rotor. Il permet d'avoir un courant d'excitation plus important et donc un débit électrique plus grand (ce qui est le cas pour l'expérience).

En simulation numérique, si une comparaison sur les flux d'air axiaux est réalisée, le débit d'air axial dans la configuration 19/15 est de 0.7l/s contre 0.2l/s pour la configuration 19/18. Ceci confirme un meilleur refroidissement du rotor.

Un autre point intéressant se dégage du tableau IV.13 et qui concerne la température moyenne des diodes. Malgré un débit électrique plus important, la configuration 19/15 permet d'avoir une température des diodes plus basse puisque le débit d'air à l'arrière est plus important (d'après l'étude précédente sur les écoulements de la machine).

#### IV.3.d Conclusion

Le refroidissement du rotor dépend principalement de l'intensité du flux d'air axial. Celui-ci est le résultat de la dépression entre la cavité avant et arrière. Avoir un débit axial fort permet d'isoler (thermiquement) le rotor du stator qui correspond à la plus grande source d'échauffement de ce dernier.

L'étude concernant le refroidissement du rotor s'est principalement focalisée sur l'identification et la caractérisation des paramètres qui influent sur la pression au sein de la cavité. Ainsi, la position et la taille du ventilateur, le taux de fermeture du palier, la section de passage palier/tête de bobine sont autant de paramètres qui ont une influence sur la pression inter cavité.

Pour avoir un flux d'air axial important, il faut une pression forte d'un coté et moindre de l'autre. La configuration avant/arrière identifiée précédemment est reprise pour la suite de la discussion (à ventilateurs fixés).

A l'arrière, la pression au sein de la cavité dépend uniquement du taux de fermeture du

palier. Elle peut être augmentée si le ventilateur est plus performant ou encore si les pertes de charges liées au pont de diodes/dissipateur sont diminuées (en toute rigueur, la pression dépend également de ces deux paramètres).

A l'avant, la configuration géométrique de la cavité qui dépend de la position du ventilateur, de la hauteur de tête de bobine et de la section de passage impose une plus grande pression. Ainsi, nécessairement, le flux d'air axial est dirigé de l'avant vers l'arrière. Si l'objectif est d'avoir une plus grande pression, il peut être intéressant de diminuer la section de passage palier/tête de bobine, la position du ventilateur (toutes deux néfaste au refroidissement) ou encore les performances du ventilateur.

Finalement, pour ce cas, une dépression avant/arrière non négligeable est créée. Le flux d'air axial permet un meilleur refroidissement du rotor. Ainsi, en plein champ, le courant d'excitation est plus important et le débit électrique obtenu est supérieur.

Ceci pose un problème majeur. Dans ce cas, le système de refroidissement est-il suffisamment efficace pour évacuer le surplus de pertes occasionnées par une augmentation du débit électrique ?

A l'évidence, s'il ne le permet pas, il faut utiliser des ventilateurs plus performants. Une autre possibilité est d'utiliser un ventilateur avant moins performant. De cette façon, la pression au sein de cette cavité diminue. Il s'en suit une diminution du débit d'air axial. Dans ce cas, l'échauffement du stator influera à nouveau sur le courant d'excitation au rotor.



---

## Conclusion générale

Les travaux présentés dans ce mémoire ont pour objectif de mettre en avant une méthodologie de dimensionnement thermique des alternateurs à griffes applicable dans un contexte industriel (temps de calcul, ressources informatiques, coût...). Dans un souci d'augmenter les performances électriques, le refroidissement global de la machine a été amélioré. Un modèle aéro-thermique a été développé dans le but d'approfondir les connaissances concernant les écoulements et les transferts thermiques au sein de la machine.

Après avoir rappelé les principes de base du fonctionnement de la machine à griffes et son architecture, les études thermiques des machines électriques dans la bibliographie ont été présentées. Les transferts thermiques ainsi que les méthodologies ont été caractérisés. De même, les études aérothermiques antérieures de la machine à griffes ont été illustrées. Ainsi, les échanges thermiques par convection sont apparues comme difficiles à appréhender. Le manque important d'informations dans ce domaine a été mis en évidence (échanges convectifs au niveau des têtes de bobine).

Ainsi, une étude numérique a été mis en place de façon à combler le manque d'informations. Cette étude s'est appuyée sur une démarche de décomposition des calculs. Dans un premier temps, la machine complète a été modélisée de façon à décrire la structure d'écoulement au sein de l'alternateur et évaluer les débits d'air. Puis, la cavité avant seule a été simulée. L'introduction de l'équation de l'énergie dans les simulations a permis de déterminer les coefficients d'échange des différentes parois au sein des cavités. Les échanges de chaleur rotor/stator ont été caractérisés à partir de la bibliographie.

Toutes ces informations ont été rassemblées pour mettre en place le modèle aéro-thermique basé sur une méthodologie nodale. Les paramètres géométriques et thermiques de la machine ont pour la plupart été caractérisés et justifiés. Les températures en régime permanent peuvent être déterminées en plusieurs points de la machine.

Puis, plusieurs types d'essais ont été réalisés sur la machine à griffes (essais à pertes maîtrisées, essais en charge, essais à vide). Les résultats de ces essais expérimentaux ont pu fournir un certain nombre de tendances d'évolution du comportement thermique de la machine. Ainsi, certains points ont pu être mis en évidence comme l'obtention des plus fortes températures pour le point de fonctionnement de 3000tr/min. Les résultats du modèle aéro-thermique ont pu être comparés avec ces essais expérimentaux. Dans l'état, sur la plage de



vitesse étudiée (2000-4000tr/min), le modèle développé ne suit pas les grandes tendances d'évolution. L'essai expérimentale à pertes maîtrisées a permis de corriger le coefficient d'échange au niveau des têtes de bobine. Cette modification a permis d'avoir des résultats plus proche de la réalité.

Enfin, une étude d'amélioration du refroidissement (et des performances électriques) de la machine a été entreprise autour du point de fonctionnement de 3000tr/min. Le premier point a concerné l'amélioration du refroidissement du stator. Cette étude est basée sur une analyse numérique comparative. Celle-ci s'est traduite par une étude de sensibilité des paramètres "hauteur tête de bobine", "position palier" et "position ventilateur" au sein d'une cavité (disposition des éléments dans la cavité). Des essais expérimentaux spécifiques ont confirmé la bonne tendance des résultats numériques obtenus. Le deuxième point a concerné le refroidissement du rotor. L'étude a été basée sur l'analyse du flux d'air axial au sein de la machine. Une étude numérique de sensibilité des paramètres influents a été réalisée. Des essais expérimentaux ont mis en évidence son influence sur les performances électriques de la machine.

Perspectives :

Le modèle aéro-thermique développé (modèle analytique couplé à une étude numérique et des essais expérimentaux) fournit les tendances d'évolution. La méthodologie développée dans la perspective d'un pré-dimensionnement thermique est satisfaisante dans notre contexte industriel (durée de l'étude thermique convenable). Néanmoins, les modèles numériques pour déterminer les transferts convectifs au niveau des têtes de bobine doivent être améliorés. L'objectif est d'avoir un modèle thermique de la machine virtuelle.

De même, il sera important de développer un modèle numérique pour caractériser les écoulements dans l'entrefer et à proximité de la bobine rotative. Les échanges rotor/stator (griffes/stator, bobine/stator) pourront être évalués de manière plus précise. Ceci permettra de tenir compte de l'impact thermique du stator sur le rotor (permet d'évaluer le courant d'excitation).

Il peut être également intéressant de réaliser une étude acoustique par une analyse plus fine des écoulements.

Finalement, en intégrant l'ensemble des modèles physiques, il sera temps de réaliser un prototypage virtuel multi-physique de la machine qui constituera un outil de dimensionnement complet.

---

## Bibliographie

- [1] Sai Chun Tang, Thomas A.Keim, and David J.Perreault, *Thermal Modeling of Lundell Alternators*, IEEE Transactions on energy conversion vol.20, no.1, march 2005
- [2] Aldo Boglietti, Andrea Cavagnino, David Staton, Martin Shanel, Markus Mueller, and Carlos Mejuto, *Evolution and Modern Approaches for Thermal analysis of Electrical Machines*, IEEE Transactions on industrial electronics, vol. 56, no. 3, march 2009
- [3] P. Mellor, D. Roberts, and D. Turner, *Lumped parameter thermal model for electrical machines of TEFC design*, Proc. Inst. Elect. Eng., vol. 138, no. 5, pp. 205/218, Sep. 1991.
- [4] A. Boglietti, A. Cavagnino, M. Lazzari, and M. Pastorelli, *A simplified thermal model for variable-speed self-cooled industrial induction motor*, IEEE Trans. Ind. Appl., vol. 39, no. 4, pp. 945/952, Jul./Aug. 2003.
- [5] J. F. Trigeol, Y. Bertin, and P. Lagonotte, *Thermal modeling of an induction machine through the association of two numerical approaches*, IEEE Trans. Energy Convers., vol. 21, no. 2, pp. 314/323, Jun. 2006.
- [6] C.Vasilescu, *modélisation du transfert de chaleur au sein des machinesélectriques tournantes. Dimensionnement et optimisation de leur système de refroidissement*, PhD thesis, 2004
- [7] M.Rakotovao, *A complete operational model for automotive claw pole alternator*, PhD thesis, 1996
- [8] J. P. Holman, *Heat Transfer*, New York : McGraw-Hill, 1997.
- [9] Motor-CAD. [Online]. Available : [www.motor-design.com](http://www.motor-design.com)
- [10] L.Li, et al., *Influence of Magnetic Materials on Claw Pole Machines Behavior*, IEEE Conf. 19th Soft Magnetic Materials, Torino, Italy, Sept.6-9, 2009.
- [11] Fluent, [www.fluentusers.com](http://www.fluentusers.com)
- [12] A.Gimeno, G. Friedrich, *Application of the VDA standard for the comparison and losses reduction of high efficiency car alternators*, IEEE 2008
- [13] J.Trigeol, *Identification des pertes d'une machine électrique par une approche thermique et à l'aide d'une méthode inverse*, PhD thesis, 15 sept 2004
- [14] B. Bernard, *Etude expérimentale et modélisation du comportement thermique d'une machine électrique multi-fonctions. Application à un alerno-démarrreur intégré*, PhD thesis, 2003

- [15] L. Bouarroudj, *Contribution à l'étude de l'alternateur à griffes. Application au domaine automobile*, PhD thesis, 18 novembre 2005
- [16] Y. Tamto, *Détermination des paramètres d'une machine à griffes. Application au domaine automobile*, PhD thesis, 2008
- [17] L. Albert, *Modélisation et optimisation des alternateurs à griffes. Application au domaine automobile*, PhD thesis, 2004
- [18] Gautreau, *Estimation des pertes fer dans les machines électriques. Modèle d'hystérésis Loss Surface et applications aux machines synchrones à aimants.*, PhD thesis, INPG
- [19] G. Bertotti, *General properties of power losses in soft ferromagnetic materials*, IEEE trans. on Magnetics. janvier 1988, Vol. 24, pp. 621-630.
- [20] Kedous-Lebouc, *Matériaux magnétiques en génie électrique*, EGEM. juin 2006
- [21] B. renard, *Etude expérimentale et modélisation du comportement thermique d'une machine électrique multi-fonctions. Application à un alterno-démarrreur*, Phd thesis juin 2003, ENSMA
- [22] J. Lindsröm, *Thermal Model of a Permanent-Magnet Motor for a Hybrid Electric Vehicle*, April 1999, University of Technology Göteborg, Sweden
- [23] A. Fasquel, *Etude expérimentale et modélisation du comportement thermique d'une machine électrique multi-fonctions. Application à un alterno-démarrreur*, Phd thesis juin 2003, ENSMA
- [24] A. Fasquel, *Etude expérimentale et modélisation du comportement thermique d'une machine électrique multi-fonctions. Application à un alterno-démarrreur*, Phd thesis juin 2003, ENSMA
- [25] J. Saari, *Conception d'un actionneur à aimants permanents à faibles ondulations de couple pour assistance de direction automobile. Approches par la structure et par la commande*, 1998
- [26] L. Gasc, *Thermal analysis of high-speed induction machine*, Phd thesis juin 2003, ENSMA
- [27] F. Bakir, R. Noguera, R. Rey- Dimensionnement des turbomachines.- Tome II.
- [28] Rohsenow, W. M. Hartnett, J. P. Ganic, *Handbook of heat transfer fundamentals*, second edition McGraw-Hill, 1998
- [29] General Electric, *Heat transfer and fluid flow data book*, 1981
- [30] Christophe Nobre, *Simulation numérique d'écoulement dans un système de refroidissement par ventilateurs d'un alternateur pour l'automobile*, 2002
- [31] Fluent.com

Dans cette partie, une méthode d'identification des pertes fer est proposée dans le cadre de la machine à griffes.

A l'issue de cette étude, des explications physiques (interprétations) de la séparation de ces pertes sont illustrées.

**Objectif** L'objectif est de réaliser une méthode d'identification des pertes fer expérimentales de la machine sous la forme :

$$P_{fer} = f(f, f^2, I_{ext}, T, \phi^2) \quad (V.1)$$

où  $T$  et  $\phi$  sont respectivement la température du fer et le flux max par pôle avec un terme en fonction de  $f$  (vitesse de rotation du rotor) et un terme en fonction de  $f^2$ .

En effet, d'après les considérations de Steinmetz, les pertes fer se décomposent avec un terme en fonction de la fréquence (pertes par hystérésis) et un terme en fonction de la fréquence au carré (pertes par courant de Foucault).

Finalement, seules les pertes par courant de Foucault dépendent de la température.

**Principe** Dans cette étude, il s'agit d'analyser les pertes fer à courant d'excitation fixé en fonction de la fréquence.

L'idée est de résoudre le système suivant pour deux fréquences différentes à courant d'excitation constant (ou niveau d'induction) :

Les différentes équations seront écrites dans le cas de la machine.

$$\begin{cases} P_i = (\alpha f_i + \beta f_i^2) \cdot \phi^2(I_{ext}) \\ P_{i+1} = (\alpha f_{i+1} + \beta f_{i+1}^2) \cdot \phi^2(I_{ext}) \end{cases} \quad \forall i \in [1, 11] \quad (V.2)$$

où  $P_i$  représente les pertes fer expérimentales au courant d'excitation fixé à la fréquence  $f_i$ .

$$\begin{pmatrix} \alpha \\ \beta \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} f_i & f_{i+1} \\ f_i^2 & f_{i+1}^2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{P_i}{\phi^2(I_{ext})} \\ \frac{P_{i+1}}{\phi^2(I_{ext})} \end{pmatrix} \quad (V.3)$$

11 systèmes et 11 couples  $(\alpha, \beta)$  sont déduites en fonction de la vitesse pour un courant d'excitation fixé.

**Mise en oeuvre** Les courbes  $\alpha$  sont données en fonction de la fréquence pour une induction moyennée donnée de la machine.

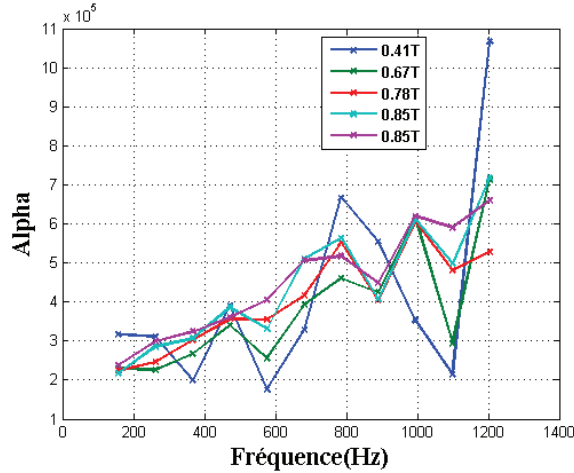


FIGURE V.1 – Courbes  $\alpha$  en fonction de la fréquence

Sur la figure V.1, pour des faibles courants, la courbe présente des irrégularités. Elles peuvent s'expliquer par le fait qu'il y aient des dispersions importantes au niveau de la mesure du couple de l'arbre moteur (le couple est trop faible pour ces courants). En considérant les courbes à partir de 3A, elles semblent se comporter comme une droite en fonction de la fréquence.

**Analyse des résultats** D'après les courbes, les pertes par hystérésis s'écrivent sous la forme :

$$P_{hys} = a.f + b.f^2 \quad (V.4)$$

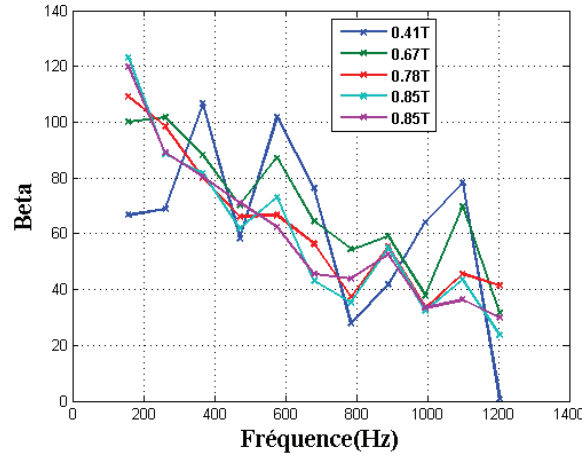
où  $a$  et  $b$  sont des coefficients qui caractérisent le matériau ferromagnétique utilisé dans la machine.

Par définition, les pertes par hystérésis résultent des frottements entre les parois de Bloch qui sont des états d'équilibres très instables. Ainsi, mis sous cette forme, le premier terme  $a.f$  correspondrait à un frottement sec (entre deux solides), tandis que le second  $b.f^2$  résulterait d'un frottement visqueux.

Cette affirmation peu intuitive à première vue semble intéressante.

Dans la littérature, les pertes générées par les micro-courants induits par des variations locales de flux magnétique (saut de parois) sont souvent comptabilisés comme des pertes par hystérésis. Or, ces micro-courants doivent dépendre nécessairement de la température, ce qui n'est pas le cas pour l'identification proposée.

**Mise en oeuvre** Les courbes  $\beta$  sont données en fonction de la fréquence pour une induction moyennée donnée de la machine.

FIGURE V.2 – Courbes  $\beta$  en fonction de la fréquence

Sur la figure V.2, des dispersions importantes à faible courant sont observées. Ces dernières peuvent s'expliquer par le fait que la température du fer n'est pas maîtrisée. En effet, une variation de la fréquence implique nécessairement une modification du circuit aéraulique (les échanges thermiques sont différents). De plus, La procédure expérimentale est telle que les pertes fer expérimentales sont estimées pour une fréquence fixée en faisant varier le courant d'excitation. Ainsi, pendant la série d'essai (variation progressive du courant de 0 à 6A), la température du fer se stabilise pour les plus forts courants.

**Analyse des résultats** Les pertes par courant de Foucault s'écrivent sous la forme :

$$P_{cf} = \frac{d}{1 + e(T - T_{air})} \cdot f^2 \quad (\text{V.5})$$

$d$ ,  $e$  caractérisent le matériau ferromagnétique

$T$  représente la température du fer

Discutons sur le coefficient  $\lambda$ .

Par définition et à haute fréquence, les courants de Foucault sont rejetés à la périphérie du fer à une épaisseur de peau  $\delta = \sqrt{\frac{\rho}{\pi \mu f \sigma}}$  avec  $\rho$  et  $\mu$  respectivement la résistivité électrique et la perméabilité magnétique.

Ainsi, la variation de température n'est pas homogène partout dans le fer et le coefficient  $\lambda$  permet de tenir compte de ces considérations; c'est donc une caractéristique qui dépend de la fréquence.

Finalement, les pertes fer sont sous la forme :

$$P_{fer} = a \cdot f + b \cdot f^2 + \left( \frac{d}{1 + e \Delta T} \right) \cdot f^2 \quad (\text{V.6})$$

Les pertes fer dépendent de 4 paramètres génériques à l'alternateur et d'une loi thermique. Le couplage entre les pertes fer et la température est mis en évidence ce qui était notre objectif en début d'étude.

Les ordres de grandeur des coefficients hystérétiques et pertes par courant de Foucault de

la modélisation seront analysés.

Dans cette étude, l'identification est telle que les pertes fer supplémentaires ( $P_{suppl}$ ) ont été projetées dans le sous espace vectoriel de  $f$  et celui de  $f^2$ . Cela a permis d'apporter des explications plausibles sur le couplage des pertes par hystérésis et des pertes par courant de Foucault.

Les ordres de grandeur des coefficients hystérétiques et pertes par courant de Foucault de la modélisation seront analysés par la suite.

Les courbes des deux pertes obtenues à courant d'excitation fixé pour une machine sont présentées sur la figure V.3 .

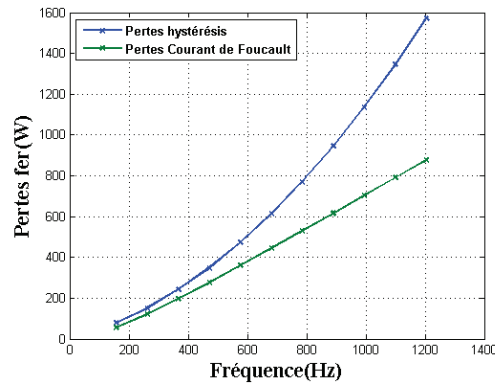


FIGURE V.3 – Courbes représentant les pertes par hystérésis et les pertes par courant de Foucault (mach1)

Après projection, une analyse rapide indique que les pertes par hystérésis sont plus importantes que les pertes par courant de Foucault.

L'étude a aussi été réalisée pour une autre machine où cette fois la température inverse la tendance (figure V.4). En effet, pendant les phases d'acquisitions expérimentales, la machine a peu chauffé.

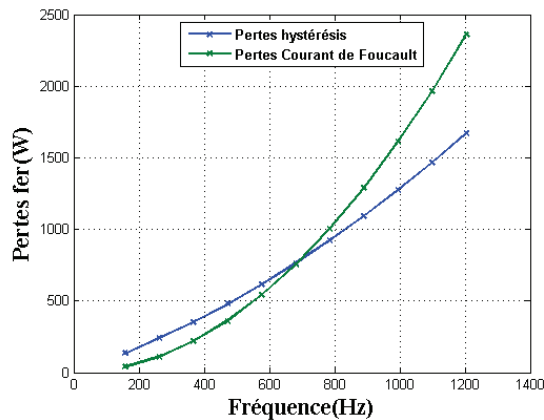


FIGURE V.4 – Courbes représentant les pertes par hystérésis et les pertes par courant de Foucault (mach2)

Sur ces considérations, la température joue un rôle important. Le couplage évoqué précédemment est en réalité un couplage thermique.

Les pertes par hystérésis sont obtenues par frottement des parois de Bloch et entraînent une augmentation de la température au sein du matériau. Ainsi, les pertes par courant de Foucault sont diminuées.

La température représente le couplage entre les deux sources de pertes fer.

Dans cette étude, les pertes fer ont été séparées avec succès. Il n'y a pas de couplage entre ces pertes ; les deux phénomènes physiques peuvent être considérés comme distincts et liés par la température, ce qui constitue une conclusion intéressante.





- Dans un premier temps, les hypothèses au niveau de l'écoulement sont les suivantes :
- L'écoulement est incompressible
  - Le fluide est newtonien
  - Absence de force volumique extérieur

D'après les hypothèses énoncées, l'équation de continuité se réduit à :

$$\operatorname{div}(\vec{u}) = 0 \quad (\text{VI.1})$$

L'équation de conservation de quantité de mouvement s'écrit :

$$\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + (\vec{u} \cdot \vec{\operatorname{grad}}) \vec{u} = -\frac{1}{\rho} \vec{\operatorname{grad}}(p) + \nu \Delta \vec{u} \quad (\text{VI.2})$$

Le champ  $u$  s'écrit comme la somme d'un champ moyen  $\bar{u}$  et d'un champ fluctuant  $u'$ . En utilisant cette décomposition, l'équation de continuité s'écrit :

$$\nabla \cdot \vec{u} = \frac{\partial(u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial(\bar{u}_i + u'_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (\text{VI.3})$$

D'autre part, l'opérateur de Reynolds (moyenne) appliqué à cette équation nous donne :

$$\overline{\frac{\partial(\bar{u}_i + u'_i)}{\partial x_i}} = 0 \quad \text{avec} \quad \bar{u}'_i = 0 \quad (\text{VI.4})$$

soit :

$$\frac{\bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (\text{VI.5})$$

Le champ moyen et fluctuant sont incompressibles.

En soustrayant [VI.3] et [VI.4], on obtient la relation :

$$\frac{\partial u'_i}{\partial x_i} = 0 \quad (\text{VI.6})$$

L'équation de conservation de quantité de mouvement s'écrit en supposant le champ moyen incompressible :

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \overline{\rho u'_i u'_j} \right] \quad (\text{VI.7})$$

Le terme  $\overline{\rho u'_i u'_j}$  représente les tensions de Reynolds ou encore les contraintes de Reynolds.

Ce terme est bien homogène à des contraintes  $[kg.m^{-3}.m^2.s^{-2}] = [kg.m.s^{-2}/m^2] = [N/m^2] = Pa$

**La viscosité turbulente** Boussineq dans [??] en 1877 introduit le concept de viscosité turbulente.

Dans cette théorie, il propose l'égalité suivante :

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (\text{VI.8})$$

avec  $\mu_t$  la viscosité turbulente.

L'écriture précédente n'est pas mathématiquement correcte. Si  $i = j$  et contenu de [VI.5], les tensions de Reynolds sont nulles.

Pour que l'égalité soit valable, il est nécessaire d'ajouter un terme à [VI.8], soit :

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{i,j} \quad (\text{VI.9})$$

$k$  représente l'énergie cinétique turbulente moyenne par unité de masse. Elle est définie par :

$$k = \frac{1}{2} \overline{u' \cdot u'} \quad (\text{VI.10})$$

Les modèles de turbulence présentés par la suite repose sur le concept de viscosité turbulente. Ce dernier permet l'utilisation d'équations supplémentaires et l'introduction de nouvelles variable  $k$  et  $\mu_t$ .

**Les modèles de turbulences de type  $k - \epsilon$**  Ce modèle, basé sur l'hypothèse de viscosité turbulente, est sans aucun doute le plus ancien des modèles de turbulence et a été développé par Launder et Spalding.

Celui-ci permet de résoudre séparément l'échelle de vitesse et l'échelle de longueur.

L'échelle de vitesse  $u'$  est estimée à partir de l'énergie cinétique turbulente :

$$u' \sim \sqrt{k} = \sqrt{\frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i}} \quad (\text{VI.11})$$

L'échelle de longueur  $l_t$  est donnée par la théorie Kolmogorov :

$$l_t = \frac{u'}{\epsilon} \quad (\text{VI.12})$$

où  $\epsilon$  est le taux de dissipation Trois modèles  $k - \epsilon$  ont été développés. Chacun d'eux ont des formes similaires mais différent sur les points suivants :

- La méthode de calcul de la viscosité turbulente
- Le nombre de Prandl turbulent
- Les termes de génération et destruction dans l'équation de transport de  $\epsilon$

**Le modèle de turbulence  $k - \omega$**  Ce modèle a été proposé par Wilcox en 1988. Il est toujours basé sur une hypothèse de viscosité turbulente et propose de conserver l'équation de transport sur  $k$ . En revanche, le modèle utilise une autre grandeur pour calculer la viscosité turbulente.

Dans ce modèle, la viscosité turbulente est calculée à l'aide des grandeurs caractéristiques :

$$\omega = \frac{\epsilon}{k} \quad (\text{VI.13})$$

Il existe deux principaux modèles :  $l\epsilon k - \omega$  standard et le  $k - \omega SST$ . Ce dernier diffère du modèle standard par : - Le changement graduel du modèle  $k - \omega$  standard dans les régions de la couche limite à une version modifiée de  $k - \epsilon$  dans les parties extérieures à la couche limite

- Une formulation de la viscosité turbulente modifiée pour prendre en compte les effets de transport des principales contraintes turbulentes
- Les constantes des modèles sont différentes

Le modèle  $SST k - \omega$  est une version améliorée du modèle standard.

**Lois de paroi** Les lois de paroi sont des fonctions empiriques utilisées pour relier les conditions aux limites à la paroi aux valeurs des variables situées au premier point de calcul, à partir duquel l'écoulement est considéré pleinement turbulent et donc résolu par les équations de transport.

En zone de proche paroi, les effets visqueux et les effets turbulents coexistent. Le calcul de l'écoulement dans cette région dépend de l'importance respective de ces deux phénomènes. Le traitement proche des parois peut se faire de deux façons différentes selon la valeur du paramètre sans dimension  $y^+$ . Celui-ci est défini selon l'équation :

$$y^+ = \frac{\rho u_t y_p}{\mu} \quad (\text{VI.14})$$

où  $\rho$  la masse volumique,  $u_t$  la vitesse de friction,  $y_p$  la distance entre le point P et la paroi, et  $\mu$  la viscosité au point P.

Si  $y^+ < 10$  (ce qui implique d'avoir un maillage fin relativement proche de la paroi), le modèle "enhanced wall treatment" est recommandé. Ce modèle résout les équations jusqu'à la paroi.

Si  $10 < y^+ < 80$ , le modèle "standard wall function" est recommandé. Avec cette approche, des lois semi-empiriques sont utilisées pour représenter la vitesse et la température. Il fait également appel à des formules semi empiriques qui modifient l'expression des équations du modèle de turbulence proches des parois, dans la sous couche visqueuse.

Le maillage conditionne donc le modèle à utiliser.