

Table des matières

Résumé.....	iii
Abstract.....	v
Table des matières	vii
Remerciements.....	xi
Liste des tableaux.....	xiii
Liste des figures.....	xv
Liste des symboles	xix
Introduction générale.....	1
1. Conception des machines synchrones à aimants permanents	3
1.1 Introduction.....	3
1.2 Les machines synchrones à aimants permanents	3
1.3 La conception d'une MSAP.....	5
1.3.1 Modèle magnétique.....	6
1.3.2 Modèle électrique.....	6
1.3.3 Modèle mécanique	7
1.4 Les effets de la chaleur et les causes de défaillance	8
1.5 Les systèmes de refroidissement	10
1.3 Les pertes dans la machine.....	11
1.3.1 Les pertes Joule.....	11
1.3.2 Les pertes magnétiques	12
1.3.3 Pertes mécaniques.....	13
1.4 Conclusion	14
2. Phénomènes thermiques	15
2.1 Introduction.....	15
2.2 Conduction	15
2.2.1 Les échanges par conduction au sein des machines électriques	15
2.3 Convection.....	17
2.3.1 Les échanges par convection au sein des machines électriques	17
2.3.2 Évaluation de la convection par CFD (<i>Computational Fluid Dynamics</i>)	18
2.3.3 Couche limite aérodynamique	18
2.3.4 Couche limite thermique	19
2.3.5 Écoulement laminaire & turbulent	20

2.3.6	Nombres adimensionnels.....	20
2.3.7	Convection naturelle et forcée.....	22
2.4	Les corrélations.....	23
2.4.1	Convection de la carcasse vers le milieu.....	23
2.4.2	Convection au niveau de l'entrefer.....	24
2.4.3	Convection au voisinage des têtes de bobines.....	28
2.4.3	Autres corrélations.....	30
2.5	Radiation.....	30
2.5.1	Les échanges radiatifs au sein des moteurs électriques.....	32
2.6	Équation de conduction de la Chaleur.....	34
2.6.1	Les conditions limites.....	35
2.7	Conclusion.....	35
3.	Modélisation thermique des MSAPs.....	37
3.1	Introduction.....	37
3.2	Modélisation circuit thermique.....	38
3.3	Résistances thermiques.....	38
3.3.1	Résistance de conduction.....	38
3.3.2	Résistance de contact.....	39
3.3.3	Résistance de convection et ventilation.....	40
3.3.4	Résistance de structure mécanique.....	40
3.4	Capacitance thermique.....	41
3.5	Source de chaleur.....	41
3.6	Résolution mathématique.....	45
3.2.2	Le terme transitoire.....	45
3.3.1	Échange radiatif.....	46
3.3.2	Algorithme de résolution.....	46
3.7	Modèle dans la littérature.....	48
3.8	Circuit thermique général pour MSAPs.....	49
3.8.1	La couche générique.....	50
3.8.2	Première et dernière couche.....	55
3.8.3	Coefficient correcteur de la génération de chaleur.....	56
3.9	Conclusion.....	60
4	Modélisation thermique complète.....	61
4.1	Introduction.....	61
4.2	Description du banc d'essai.....	61

4.2.2	Les capteurs de température	64
4.2	Modélisation simplifiée du régime transitoire	65
4.3	Essais expérimentaux	68
4.4	Validation du modèle thermique	71
4.4.1	Résultats.....	73
4.5	Analyse de différentes stratégies de refroidissement.....	77
4.6	Analyse de différentes variations topologiques et l'effet des paramètres thermiques critiques	80
4.6.1	Machine à rotor externe	83
4.6.2	Discussion	86
4.7	Processus d'optimisation.....	86
4.8	Possibilité et critique du modèle	86
4.9	Conclusion	87
5.	Modélisation thermique des bobinages.....	89
5.1	Introduction.....	89
5.2	Modélisation des bobinages.....	89
5.1.1	Conductivité thermique équivalente déterminée expérimentalement.....	90
5.1.2	Conductivité thermique équivalente déterminé Analytiquement	90
5.1.3	Modèle en couches	91
5.3	Modèle à résistances thermiques combinées	91
5.3.1	Méthode de remplissage de l'encoche	92
5.2.2	Réseaux de résistances thermiques.....	97
5.2.3	Construction mathématique.....	101
5.2.4	Validation et résultat	103
5.2.5	Application à un modèle d'encoche.....	108
5.3	Conclusion	112
	Conclusion générale	113
	Bibliographies	115
	Annexe 1 – Électromagnétisme et équations de Maxwell	119
A1.1	Rappel mathématique	119
A1.2	Électromagnétisme et équations de Maxwell	122
A1.3	Définition des propriétés	123
A1.4	Analyse magnétostatique	124
A1.5	Analyse transitoire magnétique.....	126
A1.6	Analyse magnétodynamique harmonique.....	126
	Bibliographie Annexe 1	127

Annexe 2 – Conductibilité thermique anisotropique	129
Annexe 3 – Méthode pour corrélation de convection	133
A3.1 Approche empirique	133
Annexe 4 – Corrélation non spécifiques	137
A4.1 Cylindre dans un écoulement perpendiculaire	137
A4.2 Cylindre tournant dans un fluide infini au repos (corrélation valide pour l'air).....	137
A4.3 Cylindre tournant dans un écoulement perpendiculaire	138
A4.4 Cylindre horizontal dans un fluide infini au repos	139
A4.5 Plaque Verticale en convection naturelle	139
A4.6 Plaque horizontale chauffée en convection naturelle	139
A4.7 Plaque en convection forcée dans un écoulement parallèle	140
A4.8 Convection à la surface d'un disque tournant	140
A4.9 Convection forcée en canal rotorique axial	141
Annexe 5 – Coefficient de correction de la génération de chaleur	143
A5.1 Localisation des résistance de contact	143
A5.1 Localisation des résistances de convection.....	143
A5.1 Coefficient de correction de la génération de chaleur.....	144
Annexe 6 – Données géométriques du banc d'essai	147
Annexe 7 – Conductibilité thermique équivalente des bobinages.....	149
Annexe 8 – Résultats du modèle d'encoche	151

Remerciements

Ce mémoire a été réalisé au Laboratoire d'Électrotechnique, Électronique de Puissance et Commande Industrielle (L.E.E.P.C.I), Faculté des Sciences et de Génie, Université Laval, Québec, Canada.

Je tiens en remercier en premier lieu M. Jérôme Cros, mon directeur de recherche, qui m'a donné la chance de conduire ce travail. Je suis très reconnaissant pour la grande générosité dont il a su faire preuve autant pour son temps que pour son savoir.

Mes remerciements vont également aux membres du jury pour avoir accepté de réviser et d'évaluer ce mémoire.

Mon expérience en recherche a été enrichie au-delà du contenu de ce mémoire et j'aimerais exprimer à Jérôme Cros et Maxim Bergeron ma profonde gratitude pour m'avoir donné la chance de participer à un projet de recherche d'envergure et de m'avoir fait confiance.

J'aimerais également remercier les ingénieurs compétents avec qui j'ai eu la chance de travailler durant mon stage de deuxième cycle au centre de recherche en énergie renouvelable d'Alstom; José R. Figueroa, Mourad Heniche et Yannick Baril.

Finalement, j'aimerais remercier tous les membres du L.E.E.P.C.I et le personnel technique de l'Université avec qui j'ai eu la chance d'interagir et qui m'ont soutenu.

Liste des tableaux

Tableau 1.1: Données pour la linéarisation de la résistivité des conducteurs usuels	11
Tableau 2.1 : Propriétés thermiques des principaux constituants d'une machine électrique	16
Tableau 2.2 : Résumé des nombres adimensionnels	21
Tableau 2.3: Corrélation Entrefer lisse sans débit axial [10, p. 49]	25
Tableau 2.4: Corrélation Entrefer lisse avec débit axial [10]	27
Tableau 2.5: Facteurs pour coefficients de convection au niveau des têtes de bobines et au sein des cavités aux extrémités pour des machines de type TEFC	28
Tableau 2.6: Valeurs typiques d'émissivité pour différents matériaux avec différents états de surface	33
Tableau 2.7: Conditions limites thermiques	35
Tableau 3.1 : Résistances thermiques en coordonnées cylindriques	39
Tableau 3.2: Coefficient de résistance de contact typique pour moteur électrique	40
Tableau 3.3 : Distribution des pertes dans le circuit thermique général	57
Tableau 4.1: Description des points de température et leur équivalence au niveau du modèle thermique ..	63
Tableau 4.2: Régime transitoire et permanent en fonction de la constante de temps	67
Tableau 4.3: Résultats expérimentaux pour des essais à vide 5000RPM pour différentes configurations de refroidissement	69
Tableau 4.4: Température moyenne approximative des aimants de l'alternateur déterminée par rapport à la tension à vide ligne-ligne d'une phase	71
Tableau 4.5 : Pertes Moteur essais à vide 5000RPM	72
Tableau 4.6 : Tableau comparatifs des huit simulations réalisées	76
Tableau 4.7: Pertes moteurs en charge	78
Tableau 4.8 : Températures maximales obtenues en fonction de l'option de ventilation	79
Tableau 4.9 : Résultat de l'étude comparative sur différentes variations topologiques et l'effet critique de certains paramètres thermiques	81
Tableau 5.1: Dimensions Copper Magnet Wire (NEMA MW1000-2014)	93
Tableau 5.2 : Conditions limites pour le modèle de bobine à résistances combinées	103
Tableau 5.3: Propriétés de la bobine testée	104
Tableau 5.4 : Résultats de simulation avec une distribution uniforme et la distribution uniforme ajustée ..	105
Tableau 5.5: Résultats de simulation avec une distribution normale, uniforme aléatoire et Weibull	106
Tableau 5.6 : Variables de modélisation pour l'application du modèle de bobine à résistances combinées	109

Liste des figures

Figure 1.1 : Construction typique d'une machine synchrone à aimants permanents	4
Figure 1.2 : Configuration des pièces polaires (a) à aimants montés en surface, (b) aimants insérés, (c) à aimants chapeautés par des pièces polaires, (d) à aimants enterrés, (e) à aimants enterrés à concentration de flux, (f) à aimants enterrés placés en V. [1]	5
Figure 1.3 : Interaction des modèles pour la conception d'une machine électrique [2].....	6
Figure 1.4 : Classe d'isolation des matériaux isolants IEC 60085, IEC 60034-1 [1, Chap. 8]	10
Figure 1.5 Linéarisation de la résistivité des conducteurs usuels 25 à 250 °C.....	12
Figure 2.1 :Couche limite aérodynamique d'une plaque plane.....	19
Figure 2.2 :Couche limite aérodynamique d'une plaque plane.....	19
Figure 2.3 : Couche limite Laminaire/Turbulente au-dessus d'une plaque plane	20
Figure 2.4 : Écoulement de Taylor-Couette.....	24
Figure 2.5 : Répartition des 4 régimes de l'écoulement Taylor-Couette-Poiseuille	26
Figure 2.6 : Convection au niveau des têtes de bobines et au sein des cavités aux extrémités pour des machines de type TEFC.....	29
Figure 2.7 : Vitesse d'écoulement au voisinage des têtes de bobines pour des machine TEFC [15]	29
Figure 2.8 : Schématisation du phénomène de radiation	31
Figure 2.9 : Volume de Contrôle de l'équation de la diffusion	34
Figure 3.1 : Géométrie pour l'exemple des incidences de la génération de chaleur	42
Figure 3.2 : Exemple profil de température avec génération de chaleur.....	43
Figure 3.3 : Exemple de flux thermique avec génération de chaleur	43
Figure 3.4 : Effet de la discrétisation sur la génération de chaleur	44
Figure 3.5 : Exemple d'éléments de compensation dans un circuit thermique [28]	45
Figure 3.6 : Algorithme de résolution.....	47
Figure 3.7 : Exemples de modèles thermiques [31], [34]	48
Figure 3.8 : Élément de discrétisation	51
Figure 3.9 : Modèle couche générique 2D Stator	52
Figure 3.10 : Modèle couche générique 2D rotor	53
Figure 3.11 : Modèle couche générique 2D Arbre	54
Figure 3.12 : Exemple de matrices génériques 2D, à gauche pour une configuration à rotor interne, à droite pour une configuration à rotor externe	55
Figure 3.13 : Schématisation du modèle global en couche	56
Figure 3.14 : Circuit thermique d'une cellule élémentaire 2D.....	58

Figure 3.15: Rapport du niveau réel de génération de chaleur sur le niveau ajusté	59
Figure 3.16: Rapport température maximum sur la température moyenne	59
Figure 4.1: Vue de coupe du moteur avec le placement des différents thermocouples	62
Figure 4.2 : A) Banc d'essai de la MSAP conçu au LEEPCI, B) Thermographie de la surface du côté latéral du rotor après un régime permanent d'un essai à vide à 5000RPM, C) Exemple de placement d'un thermocouple au bout de la dent et un autre sous la tête de bobine	63
Figure 4.3 : Deux schémas équivalents d'un branchement de thermocouple	64
Figure 4.4: Approximation de Température pour des Cycles thermiques.....	67
Figure 4.5 : Résultats expérimentaux, essai à vide 5000RPM machine fermée 129W de pertes.....	68
Figure 4.6 : Résultat expérimentaux pour essais à vide 5000 RPM pour différents niveaux d'injection d'air..	69
Figure 4.7 : Distribution des pertes magnétique à vide, dans les laminations du stator.....	72
Figure 4. 8: Distribution des pertes selon les pertes définies expérimentalement sur la géométrie simplifiée. A) Distribution ajustée des pertes fer au stator, B) Distribution uniforme des pertes fer au stator.....	73
Figure 4.9 : Comparaison des simulations avec les résultats expérimentaux	75
Figure 4.10 : Distribution de température de l'essai à vide sans injection d'air avec les pertes ajustées et corrigées, A) Vue axiale de la machine, B) Vue de coupe au centre de la machine	76
Figure 4.11 : Distribution de température de l'essai à vide avec injection d'air de 3 [g/s] avec les pertes ajustées et corrigées, A) Vue axiale de la machine, B) Vue de coupe au centre de la machine.....	77
Figure 4.12: Distribution de température selon la stratégie de refroidissement 5, A) Vue axiale de la machine, B) Vue de coupe au centre de la machine	79
Figure 4.13: A) Géométrie de la machine, B) Distribution de température de la simulation "Témoin" en vue axiale.....	81
Figure 4.14: Géométrie de la machine à 27 encoches, B) Distribution de température en vue axiale de la simulation correspondant à la géométrie montrée en A	83
Figure 4.15 : A) Géométrie de la machine à six paires de pôles, B) Distribution de température en vue axiale de la simulation correspondant à la géométrie montrée en A.....	83
Figure 4.16: A) Géométrie de la machine à rotor interne, B) Visualisation tridimensionnelle sans un flasque, C) Distribution de la température de la simulation en vue axiale, D) Distribution de température de la simulation en vue de coupe pour le centre de la machine.	84
Figure 4.17: A) Géométrie de la machine à rotor Externe, B) Visualisation tridimensionnelle sans un flasque, C) Distribution de la température de la simulation en vue axiale, D) Distribution de température de la simulation en vue de coupe pour le centre de la machine	85
Figure 4.18 : Exemple de géométrie pour représenter une machine à rotor bobinés	87
Figure 5.1 : Modèle thermique de bobine en couche superposées [39]	91
Figure 5.2 : Coefficient de remplissage théorique selon l'agencement élémentaire, quinconce et carré	93

Figure 5.3 : Coefficient de remplissage théorique pour AWG 20-30.....	94
Figure 5.4 : Représentation simplifiée de l'algorithme de remplissage	95
Figure 5.5 : Géométrie d'encoche avec l'emplacement du premier conducteur pour l'algorithme de remplissage	96
Figure 5.6 : Exemple d'évolution de l'algorithme de remplissage.....	96
Figure 5.7 : Hypothèse de correction sur le facteur de forme thermique	98
Figure 5.8 : Répartition de résistance selon une distribution uniforme.....	99
Figure 5.9 : Répartition de résistance selon une distribution aléatoire Uniforme	100
Figure 5.10 : Répartition de résistance selon une distribution Normale.....	100
Figure 5.11 : Répartition de résistance selon une distribution de Weibull	101
Figure 5.12 : Première étape de la construction de la partie triangulaire supérieure de la matrice résistance	101
Figure 5.13 : Deuxième étape de la construction de la partie triangulaire inférieure de la matrice résistance	102
Figure 5.14 : Thermographie de la bobine testée, a) face ouest, b) face est, c) face nord, d) face sud	104
Figure 5.15 : Comparaison entre les distributions, uniforme à gauche et uniforme ajustée à droite	106
Figure 5.16 : Comparaison entre les distributions, uniforme ajustée à gauche et à Weibull à droite	107
Figure 5.17 : Comparaison entre les distributions, normale à gauche et uniforme aléatoire à droite	107
Figure 5.18 : Approximation Géométrique et Facteurs de forme pour application à un modèle d'encoche	108
Figure 5. 19 : Schématisation du traitement des conditions limites	109
Figure 5.20 : Exemple d'évolution des conditions limites exprimé sous forme de résistance thermique	110
Figure 5.21 : Configuration qui maximise le flux échangé entre la bobine et la carcasse.....	111
Figure 5.22 : Configuration qui maximise la dissipation thermique de la bobine	111

Liste des symboles

A :	Valeur RMS de la charge linéique de courant (A/m)
A_s :	Aire de surface (m ²)
a :	diffusivité thermique (m ² /s)
$\hat{B}$:	valeur crête de la densité de flux magnétique dans l'entrefer (T)
β :	coefficient d'expansion thermique
Bi :	nombre de Biot
B_{max} :	induction maximale (T)
C :	capacité thermique (J/°C)
C_a :	facteur de correction axial des sources de pertes
C_i :	capacité thermique de l'élément i (J/°C)
C_p :	chaleur spécifique (KJ/Kg.°C)
CU :	coefficient de remplissage des encoches
CU_{max} :	coefficient de remplissage maximal théorique
D_{Fil} :	diamètre d'un conducteur (m)
D_{Hexa} :	distance entre deux conducteurs (m)
D_h :	diamètre hydraulique (m)
D_r :	diamètre externe du rotor (m)
E :	excentricité du canal par rapport à l'axe de rotation (m)
E_b :	pouvoir émissif d'un corps noir (W/m ²)
$\dot{E}_{gen}$:	génération de chaleur par unité de volume (W/m ³)
e :	épaisseur d'entrefer (m)
e_t :	épaisseur de la tôle (m)
ε :	émissivité
ε_v :	épaisseur d'émail à la surface d'un conducteur (m)
F_1, F_2, F_3 :	facteur pour coefficients de convection au niveau des têtes de bobines
F_{frot} :	coefficient de frottement (Nm·s/rad)
F_Q :	facteur de correction plan des sources de pertes
f :	fréquence d'alimentations du stator (Hz)
g :	accélération gravitationnelle (m ² /s)
Gr :	nombre de Grashof
H :	champ magnétique (A/m)

h :	coefficient de convection ($W/^{\circ}C \cdot m^2$)
H_t :	coefficient de dissipation thermique ($W/^{\circ}C \cdot m^2$)
i_d :	composante longitudinale du courant efficace de phase (A)
i_q :	composante transversale du courant efficace de phase (A)
J :	densité de courant (A/m^2)
J_{in} :	moment d'inertie ($Nm \cdot s^2/rad$)
k :	conductibilité thermique ($W/m \cdot ^{\circ}C$)
K_a :	coefficient caractéristique de la tôle
k_a :	conductibilité thermique dans la direction axiale ($W/m \cdot ^{\circ}C$)
k_{air} :	conductibilité thermique de l'air ($W/m \cdot ^{\circ}C$)
k_c :	conductibilité thermique dans la direction circonférentielle ($W/m \cdot ^{\circ}C$)
$k_{cu,ir}$:	conductibilité thermique équivalente d'un bobinage ($W/m \cdot ^{\circ}C$)
K_F :	coefficient caractéristique de la tôle
k_f :	conductibilité thermique du fluide ($W/m \cdot ^{\circ}C$)
K_H :	coefficient de pertes par hystérésis spécifique au matériau
k_r :	conductibilité thermique de résine/air ($W/m \cdot ^{\circ}C$)
k_r :	conductibilité thermique dans la direction radiale ($W/m \cdot ^{\circ}C$)
k_v :	conductibilité thermique de l'émail ($W/m \cdot ^{\circ}C$)
k_w :	coefficient de bobinage
l :	hauteur ou diamètre géométrique (m)
l_a :	longueur active du rotor (m)
L_c :	longueur caractéristique (m)
L_d :	inductance de l'axe d (H)
L_q :	inductance de l'axe q (H)
L_N :	longueur équivalente selon la disposition carrée/quinconce (m)
L :	longueur d'entrefer (m)
$\dot{m}$:	débit massique (Kg/s)
N :	paramètre de disposition carré/quinconce
n :	nombre d'encoches
n_m :	nombre total de spires par phase
Nu_l :	nombre de Nusselt moyen
Ω_{RPM} :	vitesse de rotation (RPM)
Ω :	vitesse de rotation (rad/s)
P :	périmètre mouillé (m)
P_1 :	premier paramètre de la loi de Weibull

P_2 :	deuxième paramètre de la loi de Weibull
p :	nombre de paires de pôles
P_{CF} :	pertes par courant de Foucault (W)
P_{Hys} :	pertes par hystérésis (W)
P_j :	pertes Joule (W)
Pr :	nombre Prandtl
P_{Sup} :	pertes supplémentaires (W)
q :	flux thermique (W)
Q_{adj} :	source de pertes ajustées (W)
Q_{gen} :	source de chaleur (W)
$\dot{q}_{i-0}$:	flux thermique de radiation de l'élément i vers le milieu ambiant (W)
$Q_{Réel}$:	source de pertes réelles (W)
$[R]$:	matrice des résistances thermiques
R_0 :	rayon intérieur d'une cellule élémentaire (m)
R_1 :	rayon moyen d'une cellule élémentaire (m)
R_2 :	rayon extérieur d'une cellule élémentaire (m)
r_1 :	rayon intérieur de l'entrefer (m)
r_2 :	rayon extérieur de l'entrefer (m)
Ra_Ω :	nombre de Rayleigh
R_{axi} :	résistance thermique axiale (°C/W)
R_{circ} :	résistance thermique circonférentielle (°C/W)
Re_a :	nombre de Reynolds causé par l'écoulement axial dans l'entrefer
Re_{Dh} :	nombre de Reynolds
R_{elec} :	résistance de phase (Ω)
Re_Ω :	nombre de Reynolds causé par la rotation du rotor
$R_{i,j}$:	résistance thermique liant l'élément i et j (J/°C)
R_{max} :	résistance thermique maximale entre deux conducteurs (°C/W)
R_{min} :	résistance thermique minimale entre deux conducteurs (°C/W)
R_{moy} :	résistance thermique moyenne entre deux conducteurs (°C/W)
Ro :	nombre de Rossby
R_{rad} :	résistance thermique radiale (°C/W)
R_{sf_N} :	résistance thermique de facteur de forme selon une disposition carré/quinconce (°C/W)
R_{th} :	Résistance thermique (°C/W)
R_v :	résistance thermique d'émail (°C/W)

$[S]$:	vecteur solution
S :	section du canal (m ²)
S_f :	facteur de forme
$[T]$:	vecteur des températures
T :	température (°C)
Ta_c :	nombre de Taylor critique
T_{amb} :	température de l'air ambiant (°C)
Ta :	nombre de Taylor
T_c :	couple de charge (Nm)
T_{em} :	couple électromagnétique (Nm)
θ :	angle d'ouverture d'une cellule élémentaire (deg)
θ_N :	angle d'ouverture selon une disposition carré/quinconce (deg)
τ_{th} :	constante de temps thermique (s)
T_i :	température de l'élément i (°C)
T_∞ :	température de fluide loin de la paroi (°C)
T_j :	température de l'élément j (°C)
T_m :	température moyenne d'une cellule élémentaire (°C)
T_{moy} :	température moyenne entre l'entrée et la sortie de l'entrefer (°C)
T_o :	température des surfaces du milieu ambiant (°C)
T_{qc} :	température spécifique pour la linéarisation de la résistivité (°C)
T_s :	température de surface (°C)
u :	vitesse d'écoulement (m/s)
u_∞ :	vitesse d'écoulement loin de la paroi (m/s)
U_m :	vitesse moyenne d'écoulement (m/s)
V :	volume (m ³)
V_a :	vitesse axiale du fluide dans l'entrefer (m/s)
V_{cm} :	volume du circuit magnétique (m ³)
V_d :	composante longitudinale de la tension efficace phase-neutre (V)
V_q :	composante transversale de la tension efficace phase-neutre (V)
ρ :	Densité (Kg/m ³)
ϱ :	résistivité électrique ($\Omega \cdot m$)
ν :	viscosité cinématique (m ² /s)
μ :	viscosité dynamique (Pa/s)
Δ_z :	épaisseur d'une couche dans la direction axiale (m)
δ_T :	épaisseur de la couche limite thermique (m)

δ_v :	épaisseur de la couche limite aérodynamique (m)
Γ :	ratio axial d'entrefer
η :	ratio radial d'entrefer
w :	longueur de bobine (m)
ω_s :	pulsation de phase électrique (rad/s)
Φ :	flux efficace à vide par spire (Wb)
ζ :	déphasage entre le courant et les forces électromotrices
ς :	constante de Stefan Boltzmann ($\text{W/m}^2\text{K}^4$)

Introduction générale

Pour les moteurs de petite à moyenne puissance, la conception thermique a longtemps été traitée de manière superficielle en usant de lois rudimentaires définissant par exemple une densité maximale de courant à appliquer. Cette méthode était basée sur l'expérience et permettait de concevoir des moteurs où les enjeux thermiques n'étaient pas primordiaux. Cette méthode a l'inconvénient majeur de ne pas fournir d'information sur l'évolution de la température au sein du moteur ni sur les stratégies de refroidissement à adopter. À une époque où l'efficacité énergétique, la réduction des coûts d'opération et la miniaturisation sont devenues des enjeux cruciaux, la modélisation thermique devient nécessaire pour tirer le meilleur d'une conception. Ceci est d'autant plus important pour des applications à entraînement variable puisque les machines évoluent dans un perpétuel régime transitoire thermique.

La modélisation thermique d'une machine peut être réalisée avec des approches numériques mais c'est la méthode analytique de type circuit qui est privilégiée dans un processus de conception. Ce processus est itératif et la rapidité de résolution d'un modèle analytique devient un élément essentiel pour étudier et comparer une grande variété de solutions possibles et maximiser leurs caractéristiques. Cependant, le développement d'un modèle de circuit thermique demande du travail car le caractère très diffus de la chaleur peut rendre son élaboration compliquée. Il faut réaliser beaucoup d'hypothèses simplificatrices pour cibler les voies principales de circulation de la chaleur et ce type d'approche mène généralement à des modèles conçus sur mesure pour des topologies particulières. À cela s'ajoute la difficulté à définir certains paramètres thermiques critiques dépendant des processus de fabrication et d'assemblage. L'incertitude sur les paramètres et la nature des hypothèses posées peuvent mener à un manque de précision et il est recommandé d'ajuster le modèle sur des résultats expérimentaux. Le travail réalisé dans le cadre de ce mémoire s'est concentré sur la modélisation thermique des machines synchrones à aimant permanent.

Le premier chapitre met en évidence l'implication des interactions entre l'électromagnétisme, la mécanique et la thermique. Il est également question des phénomènes physiques qui sont à l'origine de la génération de chaleur et des modèles utilisés pour les quantifier.

Le deuxième chapitre élabore sur les trois phénomènes thermiques; la conduction, la convection et la radiation. La conduction peut devenir difficile à modéliser puisque qu'une machine électrique est un assemblage complexe faisant intervenir plusieurs matériaux ayant des propriétés thermiques différentes; néanmoins, des valeurs typiques sont présentées. Ensuite, les notions fondamentales à la compréhension de

la convection sont exposées ainsi que les particularités spécifiques aux machines électriques. Finalement, le phénomène de radiation est décrit ainsi que la manière de l'aborder.

Le troisième chapitre traite des modèles de type circuit thermique dans un contexte général et plus spécifiquement appliqués aux machines électriques. Les défauts et limitations de ce type de modèles sont discutés et des méthodes sont proposées pour les éviter. Ensuite, un modèle complet de machines synchrones à aimant permanent est proposé.

Le quatrième chapitre présente les essais expérimentaux qui ont été réalisés afin de valider le modèle thermique proposé. Par la suite, le modèle est utilisé pour étudier différentes topologies et stratégies de refroidissement.

Le dernier chapitre est consacré au comportement thermique des bobinages. En effet, ceux-ci sont un élément critique des machines et constituent en général une contrainte majeure à la conception. Les méthodes de modélisation décrites dans la littérature sont présentées. Subséquemment, un nouveau modèle basé sur une approche probabiliste est proposé. Celui-ci est confronté à des résultats expérimentaux et utilisé pour réaliser une étude de cas sur la géométrie optimale d'une encoche.

1. Conception des machines synchrones à aimants permanents

1.1 Introduction

La conception d'une machine électrique implique beaucoup de domaines du génie; un moteur n'est ni plus ni moins qu'un convertisseur d'énergie qui met en relation des aspects électriques, magnétiques, mécaniques et thermiques, qui sont tous intimement liés. Traditionnellement, la conception des machines synchrones à aimants permanents se concentrait plus particulièrement sur les aspects électromagnétiques. Cependant, depuis quelques décennies, avec l'engouement pour la rentabilité énergétique, beaucoup d'efforts ont été mis en place pour bien modéliser leur comportement thermique. Pour tirer le rendement maximal d'une machine, au-delà de l'optimisation de la conception électromagnétique, il faut considérer sa température d'opération. Effectivement, la température a une influence notable sur les propriétés des matériaux, ainsi que les pertes engendrées lors de la conversion de l'énergie électrique en énergie mécanique et vice versa.

La modélisation des machines électriques vise à prédire efficacement le comportement thermique. Ce domaine est en pleine effervescence et devient un élément primordial pour continuer à augmenter la puissance massique des machines. De plus en plus, les méthodes numériques comme les éléments finis, s'imposent à plusieurs égards pour la conception de machines, particulièrement au niveau de la précision des résultats. Mais les modèles analytiques demeurent toujours d'intérêt, puisque pour le moment, ils offrent une rapidité de calcul indispensable dans un processus d'optimisation.

Ce premier chapitre donne une brève description des phénomènes électriques, magnétiques et mécaniques au sein des machines électriques. De plus, les modèles analytiques qui leur sont associés sont brièvement présentés. Dans cette partie du document, nous présentons une brève description des modèles physiques indispensables à la conception et les différents couplages qui existent. Il est également question des incidences thermiques sur le fonctionnement des machines électriques et les défaillances qui peuvent leur être associées. Finalement, les différents types de pertes dans la machine sont expliqués.

1.2 Les machines synchrones à aimants permanents

Une machine synchrone est constituée d'une partie tournante nommée rotor et d'une partie fixe nommée stator. Les aimants permanents sont généralement placés sur le rotor et produisent un champ magnétique

dans l'entrefer. Le champ tournant produit au stator doit être synchrone avec celui du rotor pour produire un couple à valeur moyenne non nulle. En effet, la vitesse du rotor est fonction de la fréquence d'alimentation du stator f et du nombre de paires de pôles p :

$$\Omega_{RPM} = 60 \cdot f / p \text{ [RPM]} \quad (1.1)$$

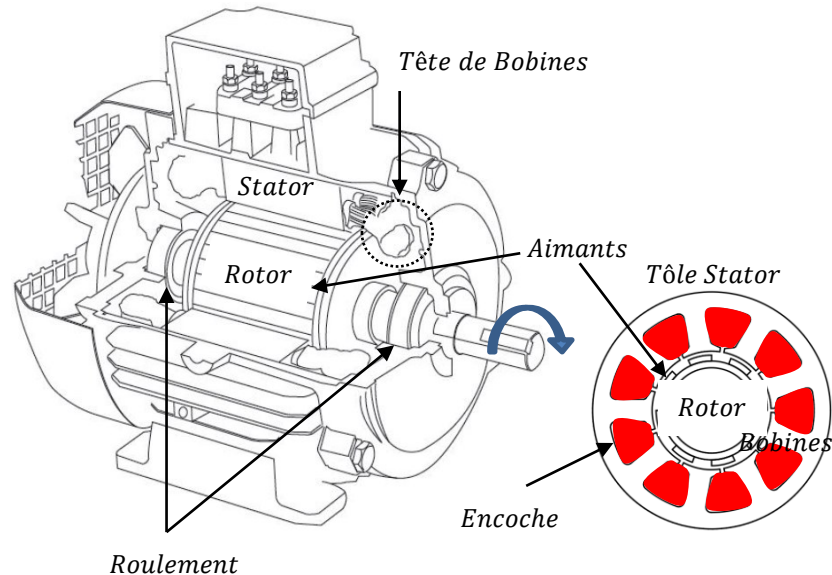


Figure 1.1 : Construction typique d'une machine synchrone à aimants permanents

Les machines synchrones sont souvent classées en deux catégories, soient les machines à pôles lisses et les machines à pôles saillants. Il existe également des structures inversées où la partie tournante est placée à la périphérie du moteur et le stator est situé dans la partie centrale. Les caractéristiques d'une MSAP (*machine synchrone à aimants permanents*) sont grandement déterminées par la configuration des pièces polaires du rotor. Les aimants permanents peuvent être montés en surface, partiellement ou totalement enterrés. Puisque la perméabilité magnétique des aimants est proche de celle du vide, leur disposition et leur forme auront un effet sur la variation de l'inductance. La figure 2 présente plusieurs configurations de pièces polaires et montre l'emplacement respectif des axes direct (d) et de quadrature (q) telle que défini par la transformé de Park. L'axe d correspond à la direction du flux magnétique produit par un pôle.

Dans les machines à rotor interne qui ont des aimants montés en surface, il est nécessaire d'ajouter une frette qui protège les aimants en reprenant les contraintes dues aux forces centrifuges. Cette frette peut être réalisée à partir d'un matériau amagnétique non conducteur comme du Kevlar ou de la fibre de verre. Elle peut également être amagnétique et conductrice comme une pièce en titane, en acier inoxydable ou en alu-mel. Dans ce cas, des courants de Foucault peuvent être générés dans la frette, ce qui entraîne des

pertes. Finalement, la frette peut être réalisée avec un matériau magnétique qui augmentera l'induction dans l'entrefer mais, par la même occasion, augmentera les flux de fuite au niveau des aimants.

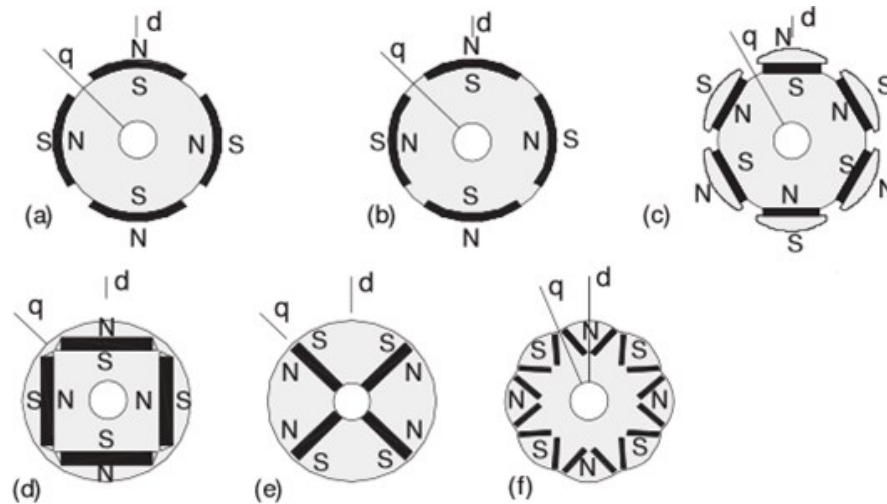


Figure 1.2 : Configuration des pièces polaires (a) à aimants montés en surface, (b) aimants insérés, (c) à aimants chapeautés par des pièces polaires, (d) à aimants enterrés, (e) à aimants enterrés à concentration de flux, (f) à aimants enterrés placés en V. [1]

L'utilisation d'aimants permanents dans la construction de machines électriques apporte de nombreux bénéfices. Puisque le champ d'excitation est produit par les aimants, il n'y a pas autant de pertes Joule au rotor que dans le cas d'un système d'excitation avec un bobinage. Cela améliore l'efficacité du moteur de manière significative. De plus, lorsque le champ d'excitation est produit par des aimants, ceux-ci sont plus compacts et plus légers qu'une bobine produisant le même niveau de champ. C'est pourquoi ce type de moteur offre une puissance massique ainsi qu'un couple massique plus intéressant que les moteurs synchrones à rotor bobiné. Ensuite, l'utilisation d'aimants permanents au rotor évite l'utilisation de bagues et de balais réduisant considérablement l'entretien nécessaire et les risques de bris. De même, l'utilisation d'aimants permet d'obtenir un flux magnétique au niveau de l'entrefer supérieure à celle obtenue avec des bobines, ce qui entraîne une meilleure performance dynamique.

1.3 La conception d'une MSAP

La conception d'une machine électrique est complexe car elle fait intervenir plusieurs phénomènes physiques. Ceux-ci sont liés les uns aux autres comme présenté dans la figure 3. Puisque pour le moment il est difficile, voire impossible, de résoudre tous ces problèmes de manière simultanée, le processus de conception est inévitablement un processus itératif. D'autant plus que dans le cas d'un entraînement à vitesse variable, il ne faut pas uniquement optimiser la machine mais plutôt le système qu'elle constitue avec son convertisseur et sa commande.

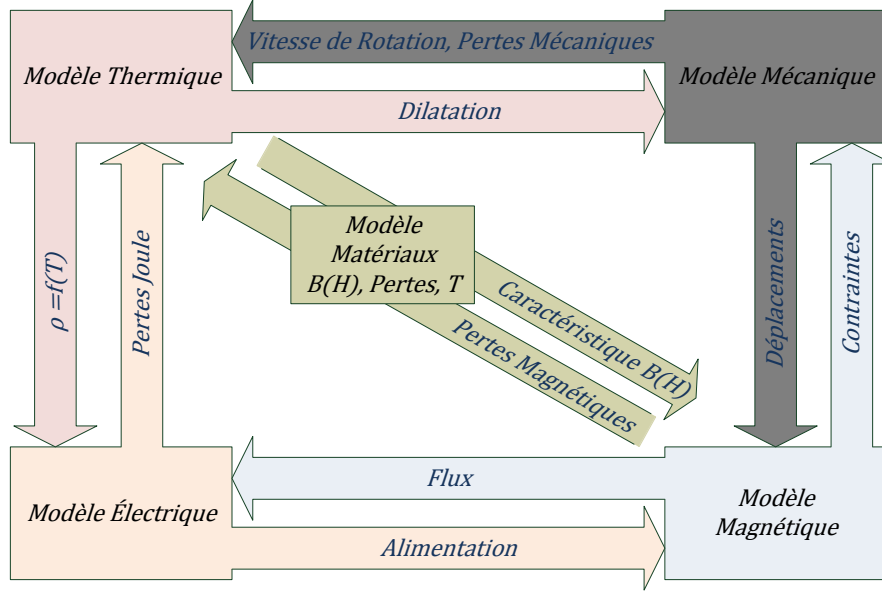


Figure 1.3: Interaction des modèles pour la conception d'une machine électrique [2]

L'optimisation consiste à définir les variables qui satisferont une fonction objectif et un ensemble de contraintes. Le résultat obtenu sera fortement influencé par le niveau de complexité de chacun des modèles et surtout par les contraintes de conception utilisées. Dans le cadre de ce travail, l'accent est mis sur la modélisation thermique mais nous présentons tout d'abord, une description succincte des autres modèles.

1.3.1 Modèle magnétique

Les modèles magnétiques analytiques sont basés principalement sur le théorème d'Ampère (1.1) et permettent d'évaluer la circulation du flux magnétique dans le circuit magnétique de la machine. La modélisation magnétique prend alors la forme d'un circuit de réluctances où circule du flux qui est animé par des forces magnétomotrices auxquelles toutes les lois de Kirchhoff s'appliquent.

$$\oint_{L(s)} \vec{H} \cdot d\vec{l} = \iint_S \vec{j} \cdot d\vec{s} \quad (1.1)$$

Ce modèle peut se compliquer afin de prendre en compte la saturation magnétique ainsi que les flux de fuite. Les méthodes numériques sont de plus en plus utilisées pour évaluer le comportement d'un dispositif électromagnétique et ceux-ci sont discutés dans l'annexe 1.

1.3.2 Modèle électrique

On utilise généralement un modèle équivalent à deux axes basé sur la transformation de Park qui est bien adapté pour la commande de la machine. Ce modèle électrique se représente par les expressions (1.2), (1.3) et désigne respectivement le circuit équivalent de l'axe d et q . Le modèle fait intervenir des sources de tension, des résistances, des inductances et des forces électromotrices. Ces variables peuvent être

déterminées par les dimensions géométriques de la machine. Davantage d'informations est présenté dans [2] pour le calcul des inductances, des courants et des forces électromotrices.

$$V_d = R_{elec} \cdot i_d + \frac{d(L_d \cdot i_d)}{dt} - \omega_s (L_q \cdot i_q) \quad (1. 2)$$

$$V_q = R_{elec} \cdot i_q + \frac{d(L_q \cdot i_q)}{dt} - \omega_s (L_d \cdot i_d) + e(t) \quad (1. 3)$$

$$e(t) = -k_w \cdot n_m \frac{d\Phi}{dt} \quad (1. 4)$$

d = Indice référence à l'axe d

q = Indice référence à l'axe q

V = Tension aux bornes de la phase selon l'axe

L = Inductance selon l'axe

i = Courant instantané selon l'axe

R_{elec} = Résistance électrique

ω_s = Pulsation de phase électrique

k_w = Coefficient de bobinage

n_m = Nombre de spires par phase

1.3.3 Modèle mécanique

Des contraintes mécaniques se développent à divers endroits dans la machine et elles peuvent être dues à différents phénomènes. La différence de dilatation thermique entre les différents éléments constituant de la machine produit des contraintes dites thermiques. Des contraintes se développent également à la surface des pièces en rotation et peuvent constituer un critère de dimensionnement majeur. Ceci est particulièrement important pour les moteurs à haute vitesse car la force centrifuge varie au carré de la vitesse de rotation. Des contraintes peuvent également apparaître dans les parties conductrices dues aux forces de Lorentz. Dans la conception des machines, ces aspects ne sont généralement pas critiques et sont seulement validés lorsque l'optimisation est complétée. La référence [3] propose plusieurs équations analytiques afin de rapidement valider la tenue mécanique. Par contre, l'équation d'équilibre des moments (1.5) qui s'applique sur le rotor doit être incluse dans l'optimisation car le couple produit par la machine est un facteur primordial à considérer.

$$T_{em}(t) - T_c(t) - F_{frot} \cdot \Omega(t) = J_{in} \frac{d\Omega(t)}{dt} \quad (1. 5)$$

$T_{em}(t)$ = Couple électromagnétique [Nm]

$T_c(t)$ = Couple de charge [Nm]

F_{frot} = Coefficient de frottement [Nm · s/rad]

$\Omega(t)$ = Vitesse de Rotation [rad/s]

J_{in} = Moment d'inertie de toutes les parties tournantes
par rapport à l'axe de rotation [Nm · s²/rad]

Les méthodes numériques les plus précises pour estimer le couple électromagnétique $T_{em}(t)$ sont la méthode des travaux virtuels et la méthode du tenseur de Maxwell. Cependant, il existe des expressions analytiques approximatives qui sont plus appropriées dans un processus de conception. Si la densité de flux dans l'entrefer et la charge linéique varient de manière sinusoïdale, il est possible d'obtenir une valeur moyenne du couple avec l'équation (1.6). La charge linéique de courant est définie comme la somme du courant dans toutes les encoches ($\sum NI$) divisée par le périmètre d'entrefer [1, Chap. 6].

$$T_{em} = \frac{A\hat{B}\cos(\zeta)}{\sqrt{2}} \cdot \frac{\pi D_r^2 l_a}{2} \quad (1.6)$$

A = Valeur RMS de la charge linéique de courant [A/m]

$\hat{B}$ = Valeur Crête densité de flux magnétique dans l'entrefer [T]

D_r = Diamètre du Rotor [m]

l_a = Longueur active de Rotor [m]

ζ = Déphasage entre le fondamental de A et B

La charge linéaire de courant d'un moteur se définit par un compromis entre la conception électrique, magnétique et thermique. Les valeurs typiques pour des machines synchrones à aimants permanents sont de l'ordre de $(35 - 65) \text{ kA/m}$ pour des pôles saillants. Il est possible d'augmenter cette valeur à $(35 - 80) \text{ kA/m}$ pour des pôles lisses avec du refroidissement indirect à l'air. Ajoutons, qu'avec un refroidissement direct à l'eau ou à l'hydrogène, la valeur peut augmenter à $(150 - 200) \text{ kA/m}$. Sur le plan électrique, la charge linéique de courant aura un effet sur la réaction d'induit et donc indirectement sur le facteur de puissance. Sur le plan thermique, le bobinage doit être en mesure de dissiper les pertes engendrées par l'effet Joule. Finalement, le circuit magnétique doit être réalisé de paire avec les bobines pour maximiser son utilisation et éviter la saturation magnétique. La valeur crête typique de la densité de flux dans l'entrefer est entre 0.8 et 1.05 Tesla. Le couple maximal est obtenu quand le courant et les forces électromotrices sont en phase ($\zeta \approx 0$).

1.4 Les effets de la chaleur et les causes de défaillance

La limite de température qu'une machine électrique peut atteindre dépend des tolérances thermiques des matériaux, comme les aimants permanents, l'isolant du bobinage et la colle utilisée pour fixer les aimants. En effet, une des parties de la machine dont la température est critique concerne les aimants dont la densité de flux magnétique produite diminue avec l'augmentation de température jusqu'à un point critique nommé point de curie ($NdFeB \approx 330^\circ\text{C}$) où la démagnétisation devient irréversible [4, Chap. 2]. Lorsque la température des aimants augmente, le flux dans l'entrefer diminue et pour pallier cette diminution, il faut augmenter le courant au stator pour obtenir le même niveau de couple. Ensuite, une température élevée d'opération des aimants augmente leur risque de démagnétisation en cas de défaut comme un court-circuit.

Il n'est pas rare que dans les machines, la colle soit utilisée pour maintenir les aimants en place et celle-ci peut rapidement se détériorer si elle est utilisée à des niveaux de température élevés. Il est alors essentiel de s'assurer que la température de la colle ne dépasse pas sa température admissible maximale. Il faut que le concepteur s'assure que pour chaque point d'opération du moteur, la température maximale admissible ne sera pas dépassée.

Généralement, la défaillance d'une machine électrique survient quand son isolation électrique ne réalise plus la tâche pour laquelle elle était conçue. La détérioration d'un système d'isolation peut venir d'une combinaison de stress mécanique, électrique, thermique et chimique. De plus, le rôle des isolants ne se limite pas à l'isolation électrique. Par exemple, au niveau des bobines, ils améliorent la tenue mécanique, favorisent la dissipation thermique et protègent contre les agressions chimiques.

Dans les machines à haute tension ($\geq 500V$), des décharges partielles peuvent se produire ce qui détériore les isolants et peuvent entraîner leur destruction. Ce phénomène est accentué quand il y a présence d'une bulle d'air dans l'isolant, $5\mu m$ peut suffire. Le champ électrique ne se développe pas uniformément dans la bulle comme dans le reste de l'isolant, ce qui peut engendrer un claquage. Même les machines opérant à basse tension peuvent subir des décharges partielles si elles sont opérées avec des commandes à commutation. Celles-ci induisent de rapides variations de tension et favorisent l'apparition du phénomène. De plus, des contraintes mécaniques peuvent se développer dans les couches d'isolation. Elles peuvent être causées par des différences de dilatation entre les matériaux, de la vibration et des forces produites par le champ magnétique sur les bobines et les aimants. Un isolant électrique soumis à ce type de contraintes répétées peut craquer et s'écailler, laissant ainsi des zones non isolées propices aux courts-circuits. Les agressions chimiques peuvent prendre plusieurs formes et elles modifient les propriétés de l'isolant, rendant la machine plus vulnérable aux défauts. De la même manière, une température élevée d'isolant conduit à une modification de la structure moléculaire et inévitablement à une modification de ses propriétés. Il existe une panoplie de type d'isolants qu'il est possible de choisir lors de la conception d'une machine et ce sont généralement eux qui fixent la température maximale que la machine peut tolérer.

En résumé, sachant que le refroidissement des bobines n'est pas nécessairement couplé avec celui du rotor et que la distribution de température d'une machine peut être très variable, lors de la conception il faut s'assurer que toutes les parties constituant de la machine demeurent à des températures en-dessous de leur seuil critique.

Thermal class	Previous designation	Hot spot allowance [°C]	Permitted design temperature rise [K], when the ambient temperature is 40 [°C]	Permitted average winding temperature determined by resistance measurement [°C]
90	Y	90		
105	A	105	60	
120	E	120	75	
130	B	130	80	120
155	F	155	100	140
180	H	180	125	165
200		200		
220		220		
250		250		

Figure 1.4: Classe d'isolation des matériaux isolants IEC 60085, IEC 60034-1 [1, Chap. 8]

1.5 Les systèmes de refroidissement

Dans le domaine des machines électriques, il existe des recommandations sur le mode de refroidissement (IEC 60034-6) ainsi que sur les cycles de services (IEC 60034-1). Le mode de refroidissement se distingue par la manière dont le fluide de refroidissement évacue l'énergie thermique du moteur. Dans les machines ouvertes, un fluide pénètre directement dans la machine pour se charger d'énergie thermique et il est ensuite évacué à l'extérieur. Dans une machine fermée, le fluide de refroidissement circule afin de transporter l'énergie thermique des différentes composantes de la machine vers la carcasse. Le transfert de chaleur s'effectue ensuite par conduction vers l'extérieur. Il est également possible d'utiliser des échangeurs de chaleur comme des radiateurs pour augmenter le rendement du refroidissement. Le fluide de refroidissement peut être gazeux comme de l'air, de l'hydrogène, de l'azote et du gaz carbonique. Celui-ci peut également être de nature liquide comme de l'eau et de l'huile. L'énergie fournie au fluide pour sa circulation peut être passive comme dans le cas de convection naturelle mais généralement celle-ci n'est pas suffisante pour obtenir un bon refroidissement. Alors, de l'énergie cinétique peut être transmise au fluide via un ventilateur monté sur le rotor ou encore d'un dispositif conçu à cet effet. Plus d'information à ce sujet se trouvent dans [5]. Finalement, les stratégies de refroidissement sont nombreuses et ont pour seule limite l'imagination du concepteur à concilier l'efficacité avec les aspects économiques, de fiabilité, de sécurité, etc.

1.3 Les pertes dans la machine

La conversion électromécanique engendre une multitude de pertes dans les machines et celles-ci se traduisent par une génération de chaleur et donc une augmentation de la température. On distingue plusieurs types de pertes selon l'origine du phénomène physique qui les engendre. Elles sont classées en trois grandes catégories : les pertes mécaniques, les pertes Joule et les pertes magnétiques. Elles sont expliquées en détail dans [6].

1.3.1 Les pertes Joule

Les pertes Joule regroupent les pertes dans les parties conductrices parcourues par un courant. En effet, comme le montre l'expression suivante, les pertes sont :

$$P_j = \rho V_{cu} \cdot J^2 \quad (1.7)$$

Pour la plage de température d'opération d'un moteur électrique, la résistivité varie de manière linéaire avec la température. La variation de résistivité en fonction de la température est donnée par :

$$\rho_{T_2} = \rho_{T_1} \left[\frac{T_2 + T_{\rho c}}{T_1 + T_{\rho c}} \right] \quad (1.8)$$

ρ_{T_1} = Résistivité à la température 1 [$\Omega \cdot m$]

ρ_{T_2} = Résistivité à la température 2 [$\Omega \cdot m$]

$T_{\rho c}$ = Température spécifique [$^{\circ}C$]

T_1 = Température d'évaluation 1 [$^{\circ}C$]

T_2 = Température d'évaluation 2 [$^{\circ}C$]

Tableau 1.1: Données pour la linéarisation de la résistivité des conducteurs usuels

Matériau	Résistivité à 20°C $\rho_{20^{\circ}C}$ ($\Omega \cdot m$)	Température Spécifique $T_{\rho c}$ ($^{\circ}C$)
Cuivre (Recuit)	$1.72 \cdot 10^{-8}$	234.5
Cuivre	$1.77 \cdot 10^{-8}$	241.5
Aluminium	$2.83 \cdot 10^{-8}$	228.1
Argent	$1.59 \cdot 10^{-8}$	243



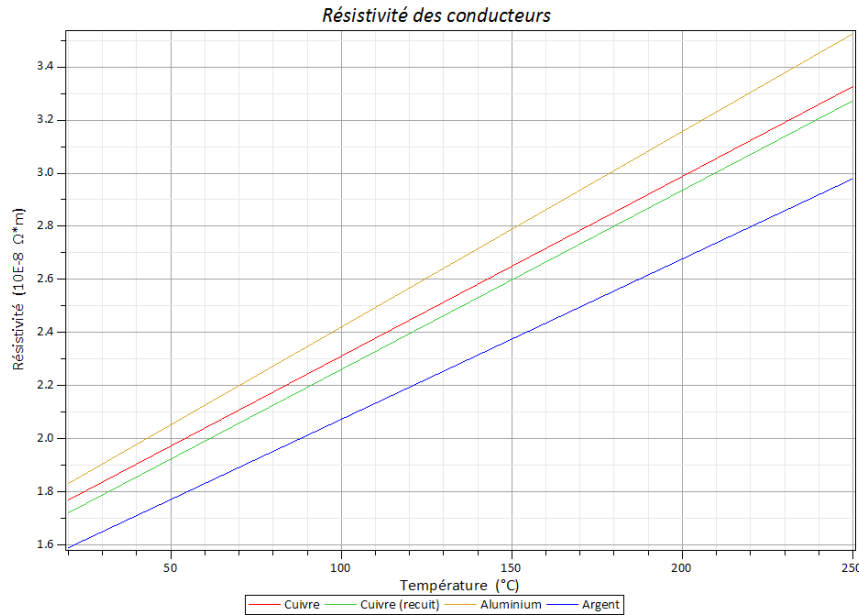


Figure 1.5 Linéarisation de la résistivité des conducteurs usuels 25 à 250 °C

Plusieurs phénomènes physiques peuvent jouer un rôle important et accroître ces pertes. Lorsque la fréquence augmente, l'effet de peau a pour résultat d'augmenter la résistivité en diminuant la section effective de passage des électrons à une couronne d'épaisseur de peau près de la périphérie du conducteur. De plus, lorsque les conducteurs subissent une distribution non uniforme du champ magnétique, comme dans le cas d'une encoche, le courant ne se répartit pas également, ce qui a comme effet d'augmenter les pertes. Ce phénomène est également connu sous le nom d'effet de proximité. Pour diminuer au maximum cet effet indésirable, il faut que le concepteur choisisse une stratégie de bobinage adéquate.

1.3.2 Les pertes magnétiques

Les pertes magnétiques prennent place dans les parties magnétiques soumises à des variations d'induction. Ces pertes se divisent en deux composantes principales, soient les pertes par hystérésis et les pertes par courants de Foucault. Ces pertes ne se répartissent pas de manière uniforme dans le circuit magnétique et leur distribution est difficile à prévoir.

Les pertes par hystérésis sont la quantité d'énergie convertie en chaleur lors de l'alimentation cyclique des parties ferromagnétiques. L'alignement des domaines de Weiss causé par un changement d'intensité et/ou d'orientation du champ magnétique produit une puissance dissipée qui s'interprète comme étant proportionnelle à l'aire du cycle d'hystérésis.

Les pertes par courants de Foucault se produisent également à cause de l'aimantation cyclique des parties fer. Cette aimantation alternative produit des forces électromagnétiques qui induisent des courants de

circulation dans la direction perpendiculaire à l'orientation de la circulation du flux. Ces courants génèrent de la chaleur par effet joule. Afin de minimiser ce type de pertes dans le circuit magnétique des moteurs électriques, il faut augmenter le plus possible la résistivité électrique dans le plan perpendiculaire à la direction du flux magnétique. Généralement, les circuits magnétiques sont constitués d'une superposition de plusieurs laminations isolées électriquement les unes des autres afin de minimiser les courants de Foucault. Il existe également d'autres matériaux comme les ferrites ou les matériaux magnétiques composites qui ont une résistivité élevée.

La formulation analytique la plus classique pour la modélisation de ces pertes a été établie par Steinmetz (1865-1923) est donnée par les expressions (1.9) et (1.10) représentant respectivement les pertes par hystérésis et par courant de Foucault.

$$P_{Hys} = K_H \cdot f \cdot B_{max}^x \cdot V_{cm} \quad (1.9)$$

$$P_{CF} = K_F \cdot f^2 \cdot e_t^2 \cdot B_{max}^2 \cdot V_{cm} \quad (1.10)$$

K_H = Coefficient de pertes par hystérésis spécifique au matériau

B_{max} = Induction maximale (T) à la fréquence f (Hz)

x = Valeur dépendant de la forme du cycle d'excitation (sinus $\rightarrow x = 2$)

V_{cm} = Volume du circuit magnétique

e_t = Épaisseur de tôle

K_F, K_a = Coefficient caractéristique de la tôle

Ces expressions sont basées sur des hypothèses de matériaux homogènes, isotropes et subissant un champ uniforme. Elles mènent généralement à une sous-estimation des pertes réelles. C'est pourquoi plusieurs auteurs ont introduit la notion de pertes supplémentaires afin d'ajouter les pertes causées par les phénomènes qui ne sont pas pris en considération dans les expressions de Steinmetz. La formulation la plus commune est celle de Bertotti.

$$P_{Sup} = K_a \cdot f^{1.5} \cdot B_{max}^{1.5} \cdot V_{cm} \quad (1.11)$$

Il existe beaucoup d'autres modèles analytiques plus complexes ainsi que des modèles numériques pour représenter les pertes fer. L'auteur [7] présente la plupart d'entre eux.

1.3.3 Pertes mécaniques

Les pertes mécaniques sont causées par la rotation des pièces mobiles : celles-ci produisent du frottement dans l'air et au niveau des roulements ce qui entraîne un échauffement. Ce type de pertes n'est généralement pas prépondérant dans les machines sauf dans les cas où les vitesses de rotation sont très importantes. Les niveaux de pertes sont difficiles à calculer de manière théorique mais sont néanmoins

abordés dans [6]. Dans le cas des roulements, les manufacturiers offrent généralement des données techniques qui permettent d'estimer les niveaux d'échauffement par frottement.

1.4 Conclusion

Ce chapitre a présenté en premier lieu la structure des machines synchrones à aimants permanents. Il a montré que leurs caractéristiques sont intimement liées à la disposition des pièces polaires du rotor. Le fonctionnement d'une machine électrique implique plusieurs phénomènes physiques de nature électrique, magnétique, mécanique et thermique. La conception d'une machine électrique doit tenir compte des interactions entre chacun de ces phénomènes et les modèles analytiques qui permettent de réaliser cette tâche ont été présentés. La conversion d'énergie électrique en énergie mécanique et vice versa ne se fait pas sans production de chaleur. Les pertes magnétiques, Joule et mécaniques ont été expliquées ainsi que les expressions analytiques communément utilisées pour les quantifier. Toutefois, la température d'opération d'une machine dépend de ses cycles de service ainsi que de la méthode utilisée pour la refroidir. La distribution de température au sein d'une machine électrique a une incidence sur son efficacité. Dans le prochain chapitre, les modes de transmission de la chaleur sont exposés en détail, ainsi que les caractéristiques thermiques spécifiques aux machines électriques.

2. Phénomènes thermiques

2.1 Introduction

Une machine électrique est un assemblage complexe de plusieurs matériaux ayant des propriétés très différentes qui ont des conséquences majeures sur la circulation des flux thermiques. Le comportement thermique d'une machine électrique n'est pas seulement dépendant des pertes qu'elle produit mais est également fortement dépendant de l'environnement où elle fonctionne. La modélisation thermique des machines électriques n'est pas une tâche simple; certains paramètres critiques sont difficiles à modéliser et jouent un rôle important dans le comportement thermique global. Les phénomènes de transfert thermique soit de conduction, de convection et de radiation, sont impliqués à divers degrés. Ce chapitre vise à expliquer chacun de ces modes de transfert de chaleur et les méthodes utilisées afin de les caractériser.

2.2 Conduction

La conduction est le mode unique de transfert de chaleur dans les solides. Ce processus se produit au niveau moléculaire, où la vibration atomique se propage dans l'ensemble du solide. Le comportement de ce phénomène est décrit à l'aide de la relation de **Fourier** :

$$\vec{q} = -[k]\overrightarrow{\text{grad}T} \quad (2.1)$$

Le signe négatif permet d'être en accord avec le second principe de thermodynamique qui stipule que la chaleur se répand d'un milieu chaud vers un milieu froid. Le tenseur conductibilité thermique k est une propriété propre au matériau et caractérise sa propension à transmettre la chaleur au niveau macroscopique. Celle-ci varie avec la température et est généralement considérée constante due à la faible variation sur les plages de températures étudiées.

2.2.1 Les échanges par conduction au sein des machines électriques

La conductibilité thermique est une propriété fondamentale pour quantifier la diffusion thermique. Or, cette propriété peut être difficile à estimer dans le cas de matériaux ayant des propriétés anisotropiques. Les empilements de tôles et le bobinage sont les deux éléments hétérogènes dans les machines électriques. Le traitement de ces structures pour la détermination théorique d'une conductibilité thermique équivalente est expliqué dans l'annexe 2. Le tableau 2.1 présente les propriétés thermiques de plusieurs matériaux utilisés dans la confection des moteurs et sont tirés de [1, p. 536].

Tableau 2.1 : Propriétés thermiques des principaux constituants d'une machine électrique

Matériau	Conductivité Thermique k [W/K · m]	Capacité Thermique Massique C_p [KJ/Kg · K]	Densité ρ [Kg/m³]	Résistivité ϱ [$\Omega m \cdot 10^{-8}$]
Matériaux de fabrication générale				
Aluminium, pur	231	0.899	2700	2.7
Aluminium, électrotechnique	209	0.896	2700	2.8
Oxide d'Aluminium. 96%	29.4			
Oxide de Béryllium, 99.5% 300K	273	1.03	3000	
Cuivre, électrotechnique	394	0.385	8960	1.75
Fer, pur	74.7	0.452	7897	9.6
Fer, coulé	40 – 46	0.5	7300	10
Acier, acier carbone 0.5%	45	0.465	7800	14 – 18
Acier, tôle électrique, dans la direction des laminations	22 – 40		7700	25 – 50
Acier, tôle électrique, perpendiculaire aux laminations	0.6			
Acier, stainless 18/8	17		7900	
Acier, structurel A36	35 – 45			
Isolation des Machines électriques				
Colle époxy	0.64			
Fibre de verre	0.8 – 1.2			
Kapton	0.12			
Mica	0.5 – 0.6			
Mica – Résine synthétique	0.2 – 0.3			
Nomex	0.11			
Teflon	0.2			
Vernis de traitement	0.26			
Système d'isolation typique	0.2			
Liquides				
Éthylène glycol (antigel)	0.25	2.38	1117	
Huile de transformateur 313K (40°C)	0.123	1.82	850	$10^8 - 10^{14} \Omega m$
Vapeur d'eau, 400K	24.6	2.06	0.552	
Eau, 293K	0.6	4.18	997.4	$2 - 5 \cdot 10^3 \Omega m$
Autres				
Air stagnant , 300K	0.025	1	2700	2.7
mercure, 300K	8540	0.1404	13.53	
Plastique	0.1 – 0.3			
Silicone, 300K	148	0.712	12 300	

2.3 Convection

La convection permet de transmettre de l'énergie thermique d'un solide à un fluide. Ce transfert prend origine du mouvement macroscopique d'un fluide et s'exprime à l'aide de la loi de **Newton** :

$$q = hA(T_s - T_\infty) \quad (2.2)$$

Le coefficient h dépend de la géométrie du solide ainsi que des différents paramètres propres à l'écoulement. L'évaluation de ce coefficient est réalisée à l'aide de corrélations.

2.3.1 Les échanges par convection au sein des machines électriques

Les couches limites sont des notions fondamentales à l'analyse du transfert thermique d'un solide à un fluide en mouvement. La condition d'écoulement (laminaire/turbulent) est également primordiale à déterminer car ce sont ces caractéristiques qui définiront le niveau de l'échange convectif. Dans le transfert convectif, il peut exister trois différentes couches limites, mais seulement deux seront développées ici, c'est-à-dire la couche limite aérodynamique et la couche limite thermique. Dû à l'évolution des couches limites le long d'une surface, le flux de chaleur échangé n'est pas constant et évolue au même titre que les conditions d'écoulement. Pour obtenir le flux total q_{tot} , il faut intégrer le flux de chaleur sur toute la surface de l'objet. Il devient alors possible de relier cette valeur à un coefficient de convection moyen avec la loi de Newton, comme présenté dans l'équation (2.3).

$$q_{tot} = \int_{A_s} q \cdot dA_s \quad (2.3)$$

$$q_{tot} = \bar{h}A_s(T_s - T_\infty) \quad (2.4)$$

Bien qu'il existe des corrélations pour obtenir le coefficient de convection local pour certains types d'écoulement et de géométrie, il est généralement plus commode de parler de coefficient moyen. La plupart des corrélations qui existent dans la littérature se réfèrent directement à cette valeur.

$$\bar{h} = \frac{1}{A_s} \int_{A_s} h \cdot dA_s \quad (2.5)$$

Pour l'utilisation de corrélations, il est important de vérifier les conditions d'écoulement. Lorsque l'écoulement est laminaire, il est possible d'utiliser des corrélations qui ont pour origine des calculs analytiques. Par contre, lorsque l'écoulement devient turbulent, les corrélations qui existent sont davantage basées sur des résultats empiriques. Un grand nombre de ces corrélations qui se retrouvent dans la littérature scientifique ont été déterminées pour des situations physiques particulières. Un document en annexe 3 décrit la méthode pour obtenir une corrélation de coefficient de convection à partir de données empiriques. Une autre méthode pour déterminer ce coefficient fait appel à des méthodes approximatives comme l'analyse par éléments finis, autrement dit une analyse de dynamique

des fluides. Celle-ci permet de trouver directement les coefficients en déterminant une solution approximative à l'équation de conservation de l'énergie, de conservation de masse et des équations de dynamique des fluides de Navier-Stokes.

2.3.2 Évaluation de la convection par CFD (*Computational Fluid Dynamics*)

La mécanique des fluides est un champ d'études complexe et une simulation de dynamique des fluides peut devenir une entreprise difficile et laborieuse; elle offre néanmoins des possibilités incroyables pour prévoir et analyser des phénomènes qui seraient pratiquement impossibles à réaliser en laboratoire, et ce, avec une précision étonnante.

La résolution numérique d'un problème de mécanique des fluides est basée sur les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. Les équations de Navier-Stokes sont des équations aux dérivées partielles non linéaires qui décrivent la conservation de mouvement pour les fluides de type newtonien, comme l'eau et l'air. Les non-linéarités présentes dans cette équation engendrent les comportements turbulents au sein de l'écoulement et rendent par la même occasion le traitement numérique difficile. Les problèmes d'ingénierie actuels utilisent la méthode RANS (*Reynolds-averaged Navier-Stokes*) car elle est pour le moment la plus adaptée aux puissances informatiques disponibles. Il existe d'autres approches plus performantes mais celles-ci sont généralement réservées au domaine de la recherche. La méthode RANS modélise toutes les échelles de turbulence par des modèles de turbulence et ceux-ci offrent des résultats pertinents s'ils demeurent dans leur domaine de validité. Il faut également déterminer les lois qui régissent l'évolution des propriétés des fluides, des conditions limites et de la méthode de résolution. Tous ces facteurs sont importants et il est facile de s'y perdre si l'on ne maîtrise pas les éléments utilisés.

2.3.3 Couche limite aérodynamique

Les particules en mouvement d'un fluide qui entrent en contact avec une surface subissent du cisaillement ce qui engendre systématiquement une couche limite aérodynamique. Un profil de vitesse se développe, d'une vitesse nulle à la surface du solide jusqu'à la vitesse de l'écoulement libre. Chaque couche successive qui s'élève par rapport à une surface subit du cisaillement par rapport à la couche de fluide au-dessus et en-dessous d'elle. Ce phénomène a pour effet de produire un profil de vitesse d'écoulement qui se développe le long de la paroi. L'épaisseur de la couche limite δ_x est définie comme la distance de la surface à laquelle le fluide possède 99% de la vitesse d'écoulement libre. Bien entendu, le transfert par convection transmet de l'énergie de la surface au fluide et le niveau d'échange est influencé par le développement de la couche limite aérodynamique. La figure 2.1 donne un exemple simple du

développement d'une couche limite au-dessus d'une plaque plane. Ce type de couche limite peut prendre différentes formes selon la géométrie de l'objet qu'il rencontre.

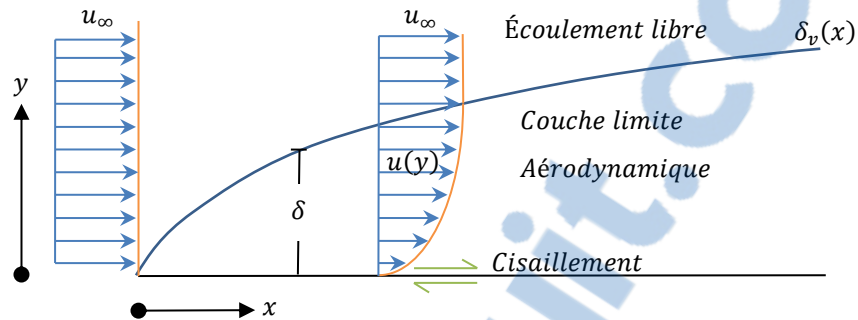


Figure 2.1: Couche limite aérodynamique d'une plaque plane

2.3.4 Couche limite thermique

Près de la surface se produit un transfert thermique par conduction via la couche limite thermique. Le profil de température à la surface du solide est à l'image de la couche limite aérodynamique. L'épaisseur de cette couche limite δ_T est définie comme la distance de la surface à laquelle le fluide a subi une réduction de température de 99% par rapport à la température ambiante T_∞ .

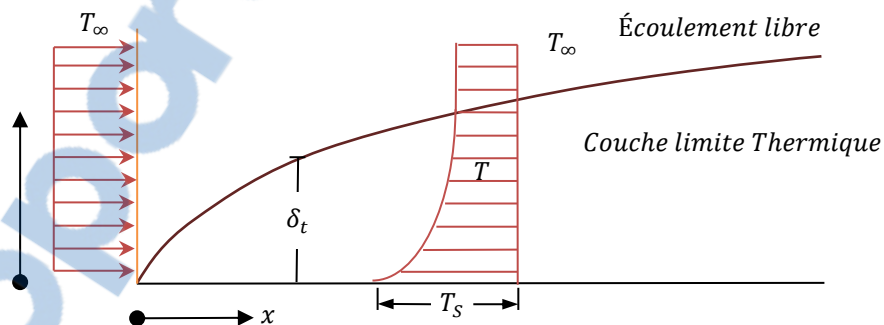


Figure 2.2: Couche limite thermique d'une plaque plane

2.3.5 Écoulement laminaire & turbulent

Généralement, les conditions d'écoulements laminaire et turbulent coexistent à la surface d'un objet. L'écoulement laminaire précède l'écoulement turbulent et se caractérise par un mouvement du fluide ordonné qui suit le long de la paroi. Ensuite, une zone de transition mène à un mouvement du fluide tridimensionnel très chaotique que l'on nomme turbulent. La transition se produit par un déclencheur qui peut être dû à une fluctuation dans l'écoulement, une rugosité ou encore une vibration. Un exemple d'évolution d'une couche limite au-dessus d'une plaque est illustré à la figure 2.3.

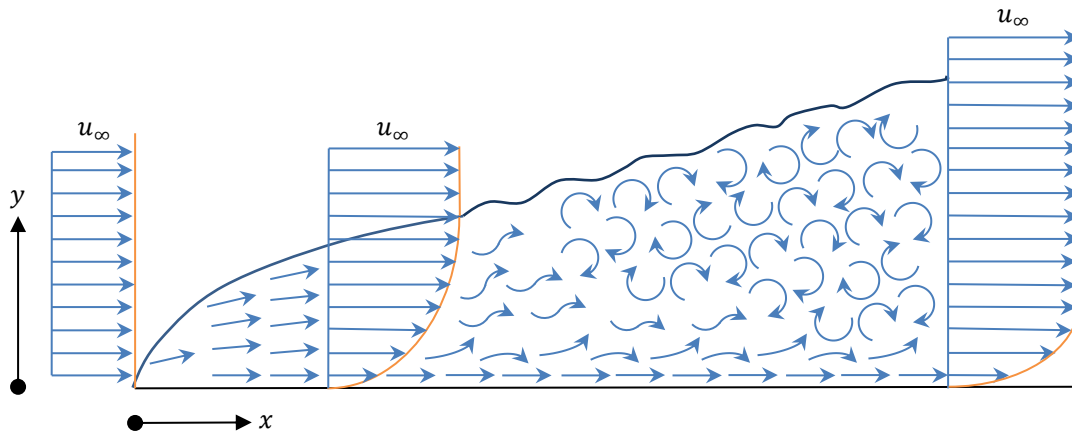


Figure 2.3: Couche limite Laminaire/Turbulente au-dessus d'une plaque plane

Au niveau de l'échange convectif, le brassage de fluide qui se produit dans la couche turbulente favorise un bon échange de chaleur. Par conséquent, une couche limite turbulente offre pour une même vitesse un coefficient de convection supérieur à un écoulement dit laminaire.

2.3.6 Nombres adimensionnels

Il est communément répandu d'utiliser des nombres adimensionnels afin de caractériser le transfert de chaleur par convection. Ces nombres ont tous une interprétation physique qui réfère à des conditions d'écoulement. Les principaux nombres adimensionnels sont présentés dans le tableau 2.2 ainsi que leur signification physique.

Dans le tableau 2.2, la variable l réfère à une dimension géométrique caractéristique de la géométrie étudiée. Par exemple, dans le cas d'un écoulement externe sur une plaque, cette dimension réfère à sa longueur, par contre, dans le cas d'un cylindre, celle-ci réfèrera au diamètre. Pour les écoulements à l'intérieur de conduit, la dimension géométrique caractéristique est définie comme le diamètre hydraulique D_h et correspond au rapport de quatre fois l'aire de section sur le périmètre du conduit.

$$D_h = \frac{4S}{P} \quad (2.6)$$

P (m) périmètre mouillé

S (m²) section du canal

Tableau 2.2 : Résumé des nombres adimensionnels

Nom	Définition	Paramètres	Interprétation
Nombre de Reynolds (Re_{Dh})	$Re_{Dh} = \frac{U_m D_h}{\nu}$ $= \frac{\rho U_m D_h}{\mu}$	U_m [m/s] = vitesse moyenne du fluide ν [m ² /s] = viscosité cinématique ρ [kg/m ³] = masse volumique μ [Pa/s] = viscosité dynamique	Ratio des forces d'inertie sur les forces visqueuses
Nombre de Rayleigh (Ra_ω)	$Ra_\omega = \frac{H \omega^2 \beta \delta T l^3}{\nu^2} Pr$ $= Gr \cdot Pr$	(Voir Gr et Pr)	Caractérise le transfert de chaleur au sein du fluide
Nombre de Grashof (Gr)	$Gr = \frac{g \beta l^3 \delta T}{\nu^2}$ $= \frac{g \beta (T_s - T_\infty) l^3}{\nu^2}$	g [m/s ²] = accélération gravitationnelle β [1/K] = coefficient d'expansion thermique δT [K] = écart de température paroi fluide l [m] = hauteur ou diamètre géométrique	Ratio des forces de flottabilité sur les forces visqueuses
Nombre de Prandtl (Pr)	$Pr = \frac{\mu C_p}{k_f} = \frac{\nu}{a}$	C_p [J/kg · K] = capacité thermique massique a [m ² /s] = diffusivité thermique k_f [W/m · K] = conductivité thermique du fluide	Ratio du mouvement sur la diffusivité thermique
Nombre de Nusselt (Nu_l)	$\overline{Nu}_l = \frac{\bar{h} l}{k_f}$	h [W/m ² · K] = Coefficient de transfert convectif	Ratio de l'échange convectif sur la pure conduction
Nombre de Rossby (Ro)	$Ro = \frac{U_m}{\Omega E}$	E [m] = excentricité du canal par rapport à l'axe de rotation	Ratio de la vitesse du fluide dans le canal et la vitesse de rotation de celui-ci
Nombre de Taylor (Ta)	¹ $Ta = \frac{\omega^2 r_1 (D_h/2)^3}{\nu^2}$	r_1 [m] = Rayon intérieur de l'entrefer	Ratio des forces visqueuses sur la force centrifuge

Le ratio des forces d'inertie sur les forces visqueuses donne une indication sur le niveau de turbulence. Selon la géométrie étudiée, le nombre de Reynolds prend une valeur critique en-dessous de laquelle le comportement est laminaire et au-dessus de laquelle s'effectue une transition vers un comportement

¹ Il existe d'autres définitions, mais celle-ci est la plus communément acceptée.



totallement turbulent. Autrement dit, le nombre de Reynolds incarne le combat que se livrent les forces visqueuses pour maintenir le caractère laminaire et les forces d'inertie à engendrer des tourbillons. Par exemple, à l'intérieur d'un conduit la transition d'un écoulement laminaire à turbulent se produit à une valeur avoisinante 2300. De plus, l'écoulement est considéré totallement turbulent pour des valeurs supérieures à 10 000.

Le nombre de Nusselt représente pour la couche limite thermique ce que le coefficient de friction représente pour la couche limite aérodynamique. Il symbolise le gradient de température à la surface d'un solide et permet de quantifier le transfert de flux thermique entre le solide et le fluide. Il est le rapport entre l'échange convectif et la conduction du fluide directement à la surface du solide. Le coefficient de convection est donné par l'équation (2.7) et la valeur du nombre de Nusselt est déterminée par des corrélations pour des conditions d'écoulement données selon des géométries particulières.

$$h = \frac{Nu_l \cdot k_f}{l} \quad (2.7)$$

2.3.7 Convection naturelle et forcée

Lorsqu'un fluide est chauffé ou refroidi, il subit un changement local de sa densité. Ce changement de densité produit une force d'Archimède et engendre du mouvement au sein du fluide. Ce phénomène est communément appelé convection naturelle. La convection forcée se produit quand le mouvement du fluide lui est substitué par une source d'énergie extérieure, comme des pales de brassage. Lorsqu'un type de condition est prépondérant par rapport à l'autre, on parle alors de convection naturelle pure et convection forcée pure. Bien entendu, il est possible que les deux conditions soient du même ordre; il est alors question de conditions mixtes. Les expressions (2.8, 2.9, 2.10) permettent de déterminer la nature de l'écoulement. L'inconvénient de la convection forcée est qu'elle constitue une dépense énergétique supplémentaire contrairement à la convection naturelle, cependant celle-ci est généralement souhaitable vu l'importante augmentation de la dissipation thermique qu'il est possible d'obtenir, de l'ordre de 5 à 6 fois supérieur. Pour les gaz, les valeurs typiques du coefficient de convection varient de 2 à 25 en convection naturelle et de 25 à 250 en convection forcée. Pour les liquides, ces valeurs gonflent respectivement de 50 à 1000 et 100 à 20 000. Finalement, les transferts convectifs les plus puissants mettent en cause des changements de phases et peuvent produire des valeurs impressionnantes de 2500 à 100 000.

Convection Forcée

$$\frac{Gr_L}{Re_L^2} \ll 1; \quad Nu_L = f(Re_L, Pr) \quad (2. 8)$$

Convections Naturelle & Forcée

$$\frac{Gr_L}{Re_L^2} \approx 1; \quad Nu_L = f(Re_L, Gr_L, Pr) \quad (2. 9)$$

Convection Naturelle

$$\frac{Gr_L}{Re_L^2} \gg 1; \quad Nu_L = f(Gr_L, Pr) \quad (2. 10)$$

2.4 Les corrélations

Dans les machines électriques à flux radial, il est possible de distinguer trois zones où se produisent des transferts convectifs.

2.4.1 Convection de la carcasse vers le milieu

La zone de transfert convectif la plus importante est l'évacuation de la chaleur de la carcasse vers le milieu ambiant et celle-ci dépend grandement des conditions environnementales. La température des différentes composantes du moteur est directement liée à ce niveau de dissipation et joue un rôle primordial pour la modélisation thermique des machines. Dans la littérature, il existe une panoplie de corrélations pour diverses géométries soumises à différentes conditions environnementales. Dans l'Annexe 4 sont regroupées des corrélations issues de [8], [9] non spécifiques aux machines, mais qui demeurent d'intérêt. Celles-ci permettent de donner un ordre de grandeur de la convection pour diverses situations et ensuite aider le concepteur à orienter le système de refroidissement en conséquence. Les différentes configurations de refroidissement des corrélations retenues sont présentées dans la liste suivante :

- Cylindre dans un écoulement perpendiculaire
- Cylindre tournant dans un fluide infini au repos
- Cylindre tournant dans un écoulement perpendiculaire
- Cylindre horizontal dans un fluide infini au repos
- Plaque verticale en convection naturelle
- Plaque horizontale chauffée en convection naturelle
- Plaque en convection forcée dans écoulement parallèle
- Convection à la surface d'un disque tournant

2.4.2 Convection au niveau de l'entrefer

L'entrefer d'une machine électrique est le lieu de phénomènes très particuliers. Des corrélations existent pour des entrefers lisses ou rainurés avec ou sans écoulement axial. Ce domaine est le sujet de beaucoup d'études et l'état actuel de l'art est résumé dans [10], [11].

Entrefer lisse sans débit axial (machine fermée)

Deux cylindres coaxiaux dont un tourne par rapport à l'autre produisent un écoulement de Taylor-Couette dans l'interstice les séparant. Sous l'effet du cisaillement entre la surface tournante et le fluide se développe des tourbillons. La géométrie et l'arrangement de ces tourbillons dépend du niveau d'instabilité de l'écoulement. À faible vitesse de rotation, l'écoulement est dit laminaire et se caractérise par des vortex axiaux contrarotatifs. Lorsque la vitesse augmente, il apparaît une première instabilité qui engendre une composante circonférentielle aux vortex axiaux pour produire des tourbillons toroïdaux. Il a été déterminé théoriquement que cette transition se produit à une valeur critique du nombre de Taylor de $Ta_c \cong 1708$ pour des entrefers infiniment longs et étroits. En augmentant encore d'avantage la rotation, ces mêmes tourbillons se mettent à osciller de manière axiale. Finalement, en intensifiant la vitesse de rotation, l'écoulement devient complètement turbulent.

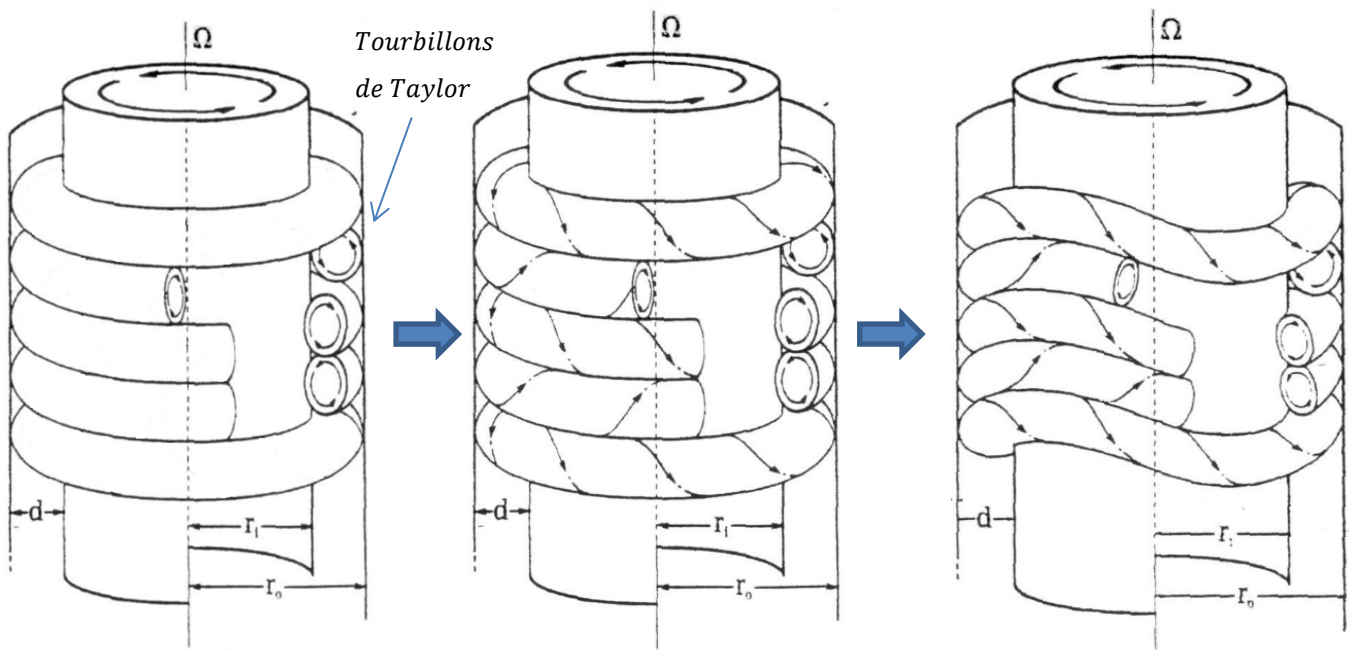


Figure 2.4: Écoulement de Taylor-Couette

Vu la complexité des phénomènes qui se produisent dans l'entrefer, il est facile de comprendre que les niveaux de dissipation thermiques sont loin d'être simples à déterminer. Il n'existe pas pour le moment de

corrélation unique qui engloberait toutes les géométries et conditions d'écoulement de l'entrefer. Le tableau 2.3 résume les corrélations disponibles dans la littérature pour des entrefers lisses sans débit axial. Chacune des corrélations listées a été obtenue de manière expérimentale pour des conditions d'essai et des facteurs géométriques particuliers. Donc, avant de les utiliser, il faut prendre conscience de leur domaine de validité et ceux-ci sont tributaires des conditions géométriques. Ils découlent des expérimentations réalisées par les auteurs. Les trois dimensions géométriques caractéristiques de l'entrefer sont : le rayon intérieur r_1 , le rayon extérieur r_2 et sa longueur L . Avec ces valeurs, il est possible de définir des ratios géométriques listés par les équations (2.11), (2.12) et (2.13) qui représentent respectivement l'épaisseur de l'entrefer, le ratio radial et le ratio axial.

$$e = r_2 - r_1 \quad (2.11)$$

$$\eta = r_1/r_2 \quad (2.12)$$

$$\Gamma = L/e \quad (2.13)$$

Tableau 2.3: Corrélation Entrefer lisse sans débit axial [10, p. 49]

Auteurs	η	e/r_1	Γ	Ta	C.L. Thermique	Corrélations
Becker et Kaye	0.807	0.238	0.172	$0 \rightarrow 3.3 \cdot 10^5$	Stator Chauffé Rotor Refroidi	$Ta < Ta_c :$ $Nu = 2$ $Ta_c < Ta < 10^4 :$ $Nu = 0.128Ta^{0.367}$ $10^4 < Ta < 3.3 \cdot 10^5 :$ $Nu = 0.409 \cdot Ta^{0.241}$
Tachibana et Fukui	$0.75 \rightarrow 0.938$	$0.07 \rightarrow 0.33$	$2.25 \rightarrow 11.25$	$10^8 \rightarrow 0$ $\rightarrow 5 \cdot 10^{12}$	Stator Refroidi Rotor Chauffé, ou vice versa	$Nu = 0.092(Ta \cdot Pr)^{1/3}$
Tachibana et al.	$0.522 \rightarrow 0.971$	$0.13 \rightarrow 0.92$	$220 \rightarrow 7000$	$0 \rightarrow 10^8$	Stator Refroidi Rotor Chauffé	$Nu = 0.42(Ta \cdot Pr)^{1/4}$
Bjorklund et Kays	$0.8 \rightarrow 0.948$	$0.054 \rightarrow 0.246$	$32 \rightarrow 147$	$8000 \rightarrow 4 \cdot 10^6$	Stator Refroidi Rotor Chauffé	$Nu = 0.35 \cdot Ta^{1/4}$
Aoki et al.	—	—	—	$5000 \rightarrow 2 \cdot 10^5$	—	$Nu = 0.44 \cdot Ta^{0.25} \cdot Pr^{0.3}$
Ball et al.	$0.437 \rightarrow 0.656$	$0.26 \rightarrow 0.64$	$31.4 \rightarrow 77.2$	$4000 \rightarrow 4 \cdot 10^5$	Stator Refroidi Rotor Chauffé	$Nu = 0.069 \cdot \eta^{-2.9084}$ $\cdot (r_1 \omega e / \nu)^{0.4614 \ln(3.3361\eta)}$
Tzeng	0.895	0.12	17	$7962 \rightarrow 2 \cdot 10^8$	Stator Refroidi Rotor Chauffé	$Nu = 8.854 \cdot Pr^{0.4}$ $\cdot (r_1 \omega e / \nu)^{0.4614 \ln(3.3361\eta)}$

Entrefer lisse avec débit axial (Machine avec Ventilation)

L'introduction d'un débit axial entre deux cylindres coaxiaux dont l'un tourne par rapport à l'autre engendre un écoulement hélicoïdal nommé Taylor-Couette-Poiseuille. Cet écoulement se définit selon quatre conditions : régime laminaire, régime laminaire avec tourbillons, régime turbulent et régime

turbulent avec tourbillons. La transition entre chacun de ces états n'est pas clairement définie et dépend des dimensions de l'entrefer.

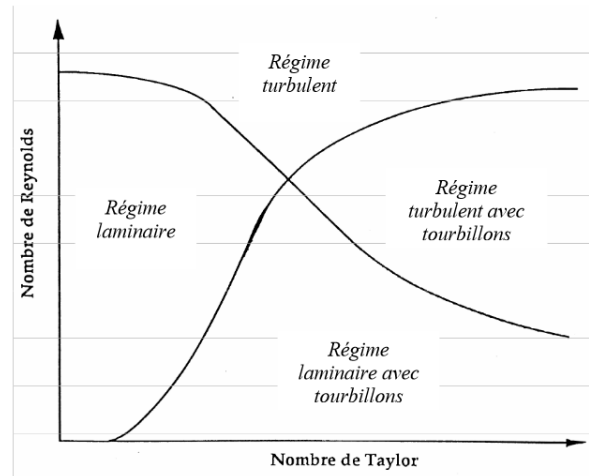


Figure 2.5: Répartition des 4 régimes de l'écoulement Taylor-Couette-Poiseuille

Comme il a été rapporté par Fasquelle [7], l'ajout d'un débit axial n'est pas systématiquement synonyme d'un meilleur échange par convection. En régime laminaire, pour une même température d'écoulement et une même vitesse de rotation, l'ajout d'un débit axial tend à retarder la formation des tourbillons de Taylor et à prolonger l'état laminaire de l'écoulement. Ceci se traduit par un échange convectif inférieur par rapport à un écoulement sans débit axial. À faible débit, l'écoulement axial cherche à détruire les tourbillons de Taylor ce qui résulte en une réduction du transfert de chaleur. Par contre, à fort débit, le débit axial contribue à augmenter les turbulences et par conséquent, le coefficient de convection. Le niveau de transfert par convection à la surface du rotor et du stator peut être différent.

Le tableau 2.4 regroupe quelques-unes des corrélations disponibles dans la littérature et leur domaine d'application; celles-ci sont tirées de [10]. Plusieurs auteurs modélisent la convection comme une combinaison de l'écoulement causé par la rotation du rotor et de l'écoulement axial. Les nombres de Reynolds pour cette superposition sont respectivement définis par les équations (2.14) et (2.15), où V_a correspond à la vitesse axiale du fluide. De plus, tous les auteurs ne se réfèrent pas aux mêmes températures afin de calculer l'échange de flux thermique et certains d'entre eux utilisent T_{moy} , qui est la moyenne entre la température à l'entrée et la sortie de l'entrefer.

$$Re_{\Omega} = \Omega r_1 D_h / \nu \quad (2.14)$$

$$Re_a = V_a D_h / \nu \quad (2.15)$$

Tableau 2.4: Corrélation Entrefer lisse avec débit axial [10]

<i>Auteurs</i>	η	e/r_1	Γ	Re_a	<i>C.L.Thermique</i>	$^2\Delta T$	<i>Corrélations</i>
<i>Tachibana et Fukui</i>	0.75 $\rightarrow$ 0.937	0.03 $\rightarrow$ 0.17	2.25 $\rightarrow$ 11.25	380 $\rightarrow$ 4200	<i>Multiples</i>	$(T_1 - T_2)_\Omega$ $(T_1 - T_{moy})_a$	$Nu_\Omega = 0.092(Ta \cdot Pr)^{1/3}$ $Nu_a = A Re_a^{0.8} Pr^{1/3}$ $A = 0.015(1 + 2.3(D_h/L))\eta^{-0.45}$ $q_{tot} = q_\Omega + q_a$
<i>Kuzay et Scott</i>	0.571	0.75	12	$1.5 * 10^4 \rightarrow 6.5 * 10^5$	<i>Stator Chauffé</i> <i>Rotor Refroidi</i>	$T_1 - T_2$	$Nu_a = 0.022 Re_a^{0.8} Pr^{1/2}$ $Nu = Nu_a(1 + \beta^2)^{0.87}$ $\beta = (1/\pi)(D_h/r_1)(\omega r_1/V_a)$
<i>Nijaguna et Mathiprakasam</i>	0.75	0.165	195	293 $\rightarrow$ 1995	<i>Stator Isolé</i> <i>Rotor Chauffé</i>	$T_1 - T_2$	$\vartheta = Ta/Ta_c$ $Ta_c \cong (\omega^2 r_1 e^3 / \nu^2) \sqrt{2\eta/1 + \eta}$ $1 < \vartheta < 4.817 \Rightarrow Nu = 4.294\vartheta^{0.4845}$ $\vartheta > 4.817 \Rightarrow Nu = 5.08\vartheta^{0.3507}$
<i>Kosterin et Finat'ev</i>	0.78	0.0271	77.5	$3 * 10^4 \rightarrow 3 * 10^5$	<i>Stator Isolé</i> <i>Rotor Chauffé</i>	$T_1 - T_{moy}$	Rotor: $Nu = 0.018 Re_{eff}^{0.8}$ $Re_{eff} = (Re_a^2 + 0.6 Re_\omega^2)^{0.5}$
<i>Grosgeorges</i>	0.98	0.02	200	9900 $\rightarrow$ 26 850	<i>Stator Isolé</i> <i>Rotor Chauffé</i>	$T_1 - T_{moy}$	Rotor: $Nu = 0.00368 Re_a^{0.175} Pr^{1/3} Re_{eff}^{0.8}$ $Re_{eff} = (Re_a^2 + 0.8 Re_\omega^2)^{0.5}$
<i>Bouafia et al.</i>	0.956	0.045	98.4	$1.1 * 10^4 \rightarrow 3.1 * 10^4$	<i>Stator Refroidi</i> <i>Rotor Chauffé</i>	$T_1 - T_{moy}$ $T_2 - T_{moy}$	Rotor: $Nu = 0.025 Re_{eff}^{0.8}$ $Re_{eff} = (Re_a^2 + 0.5 Re_\omega^2)^{0.5}$ Stator: $Nu = 0.046 Re_{eff}^{0.7}$ $Re_{eff} = (Re_a^2 + 0.25 Re_\omega^2)^{0.5}$

² Le ΔT fait référence aux températures à utiliser dans l'expression 2.2

Entrefer Rainuré

Il existe des travaux dans la littérature qui ont caractérisé le transfert convectif d'entrefer encoché, mais dû à l'importante variabilité géométrique des situations étudiées, il est difficile d'en tirer des conclusions générales. Malgré tout, les résultats des études semblent indiquer qu'un entrefer rainuré augmenterait le transfert convectif, d'une part en augmentant la surface d'échange et d'autre part en favorisant la formation de turbulence.

2.4.3 Convection au voisinage des têtes de bobines

La convection au niveau des têtes de bobines et au sein des cavités aux extrémités des machines est mentionné dans [12]–[22]. Il s'agit probablement des coefficients de convection les plus difficiles à évaluer au sein des machines. Ceci s'explique par le fait que l'écoulement dans les enceintes du moteur est complexe et tributaire de la géométrie de chaque moteur et de la configuration du refroidissement. La question a été étudiée par beaucoup d'auteurs qui proposent une équation de la forme de 2.16 pour des machines de type TEFC (*Totally Enclosed, Fan cooled*), ce qui est basé pour certains sur des données empiriques et pour d'autres sur des calculs de CFD.

Équation de la forme:

$$h = F_1(1 + F_2(u)^{F_3}) \quad (2.16)$$

u = Vitesse locale de l'écoulement

Tableau 2.5: Facteurs pour coefficients de convection au niveau des têtes de bobines et au sein des cavités aux extrémités pour des machines de type TEFC

<i>Auteur</i>	<i>F₁</i>	<i>F₂</i>	<i>F₃</i>
<i>Schubert (Tête de Bobine)</i>	15.0	0.4000	0.9
<i>Schubert (Flasque)</i>	20.0	0.4250	0.7
<i>Mellor</i>	15.5	0.3900	1.0
<i>Di Gerlando (Tête de Bobine)</i>	10.0	.05400	2.0
<i>Di Gerlando (Flasque)</i>	40.0	0.1000	1.0
<i>Stokum</i>	33.2	0.0445	1.0
<i>Boglietti</i>	41.4	0.1500	1.0
<i>Hamdi (Flasque)</i>	15.0	0.3000	1.0

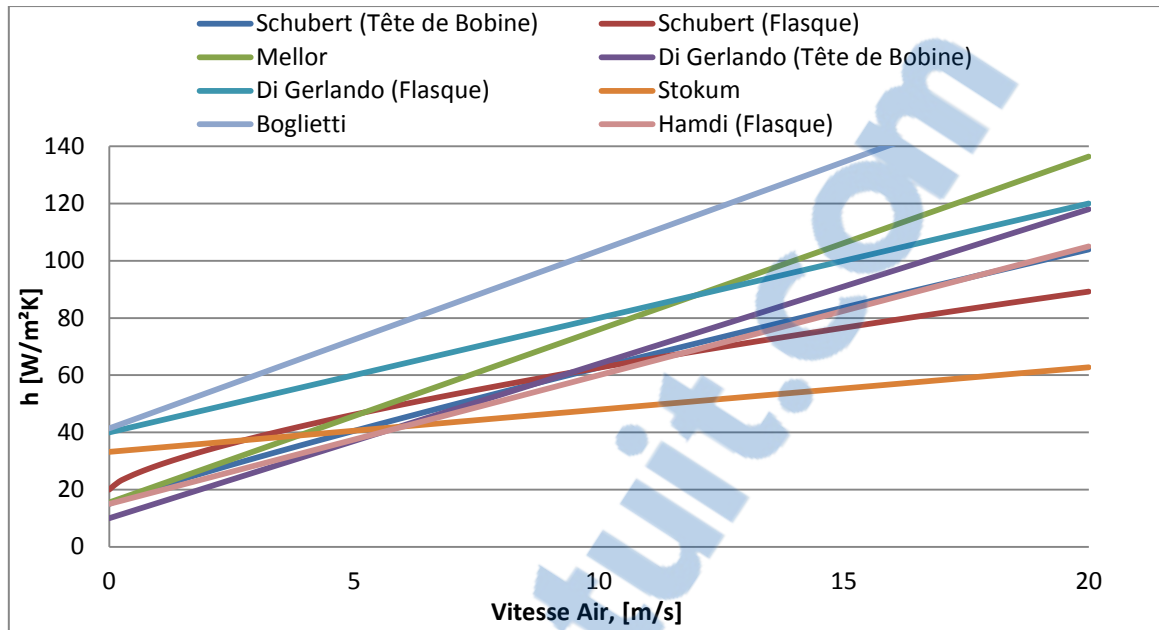


Figure 2.6: Convection au niveau des têtes de bobines et au sein des cavités aux extrémités pour des machines de type TEFC

Bien entendu, au-delà des équations proposées, il faut connaître la vitesse de l'écoulement au niveau des différentes surfaces de l'enceinte du moteur. Il n'existe pas de méthode précise pour déterminer ces valeurs en dehors d'une analyse de CFD.

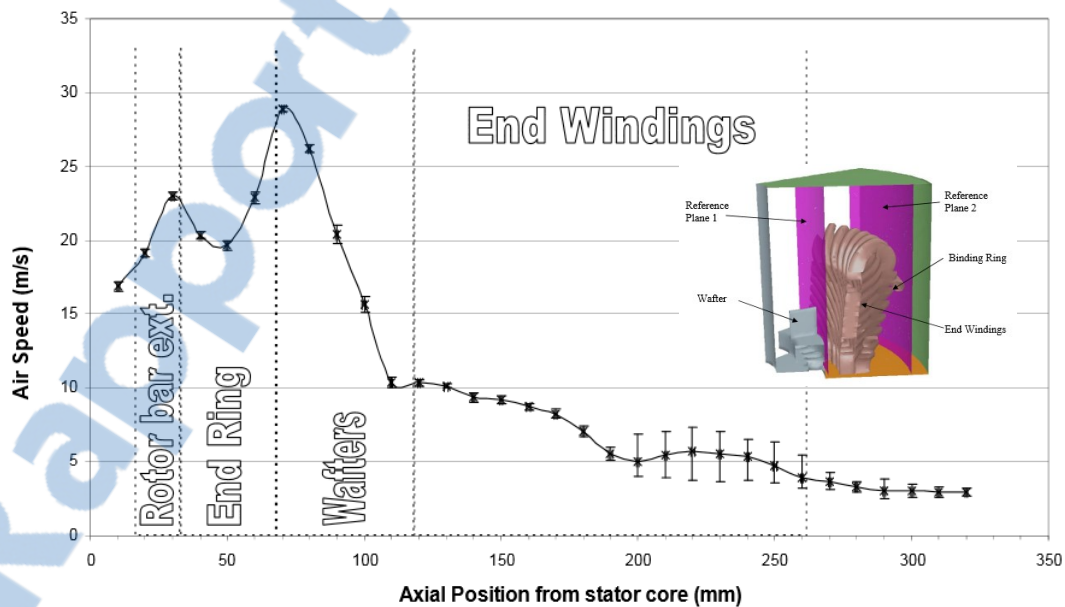


Figure 2.7: Vitesse d'écoulement au voisinage des têtes de bobines pour des machine TEFC [15]

Micallef [15] a réalisé un important travail sur le refroidissement au voisinage des têtes de bobine pour des machines à induction de type TEFC. De ses travaux, il propose des suggestions de design mais stipule que dû à la complexité des écoulements en jeu, seules des données empiriques ou des calculs de CFD pourront réellement mettre un éclairage précis sur les niveaux de transfert convectif. Ces suggestions sont les suivantes :

- Maintenir le rayon des surfaces tournantes à un minimum afin d'éviter les pertes par friction avec l'air. De plus, placer les surfaces tournantes le plus près possible des surfaces à refroidir.
- L'utilisation de guides d'air devrait être prohibée dans les machines de type TEFC, puisque ceux-ci nuisent à l'écoulement
- Un petit dégagement entre les flasques et les têtes de bobines crée un espace plus confiné où les vitesses du fluide sont plus importantes et augmente les coefficients de transfert convectif. Un grand dégagement produit des vitesses plus faibles et des coefficients de convection moins importants, mais augmente les surfaces d'échanges en jeu. Puisqu'il est difficile d'obtenir la configuration optimale, l'auteur propose d'utiliser le même ordre de grandeur entre le dégagement des têtes de bobines/flasque et têtes de bobines/carcasse.
- La recirculation dans les têtes de bobines devrait être évitée en encourageant plutôt la circulation autour d'elles.

2.4.3 Autres corrélations

Une synthèse de plusieurs corrélations pratiques sont présentées dans [20]. On y présente notamment des corrélations pour un refroidissement du rotor par un écoulement forcé d'air dans des canaux disposés de part et d'autre de celui-ci. Dans cette même référence, il est question de corrélations pour la convection forcée en canal fixe, pour des conduits de formes diverses et même spiralée.

Les corrélations applicables aux écoulements ayant cours dans les machines électriques ne se limitent pas à ceux présentées dans ce travail et il en existe une multitude dans la littérature. Certaines sont spécifiques aux machines électriques et d'autres plus générales, mais d'un cas comme dans l'autre, elles sont des outils indispensables pour la modélisation de convection.

2.5 Radiation

Un corps ayant une certaine température émet et reçoit de l'énergie via des ondes électromagnétiques. Les échanges par radiation dépendent beaucoup de l'orientation des surfaces dans l'espace des unes par rapport aux autres, de leurs propriétés radiatives ainsi que de leurs températures. Lors d'une analyse du transfert thermique par radiation, il est supposé que les surfaces sont séparées par un médium non

participatif, c'est-à-dire qu'il n'émet, n'absorbe et ne disperse pas les radiations. Ces conditions sont exactes dans le cas du vide, mais demeure une excellente approximation pour un gaz comme l'air. Il est à noter que son impact est plus important lorsque les surfaces dans un problème ont des températures très différentes les unes par rapports aux autres.

Avant de poursuivre, plusieurs hypothèses simplificatrices sont utilisées dans le traitement des échanges radiatifs : une émission diffuse signifie que l'intensité de l'émission radiative est indépendante de la direction. Autrement dit, son spectre d'émission est considéré uniforme. Une portion de toute l'irradiation interceptée par une surface peut être absorbée; lorsqu'il est question d'une surface dite opaque ceci signifie que la surface ne peut transmettre la radiation, comme dans le cas d'un milieu semi-transparent. L'addition des rayons réfléchis d'une surface et des rayons émis par celle-ci s'appelle la radiosité et est notée j .

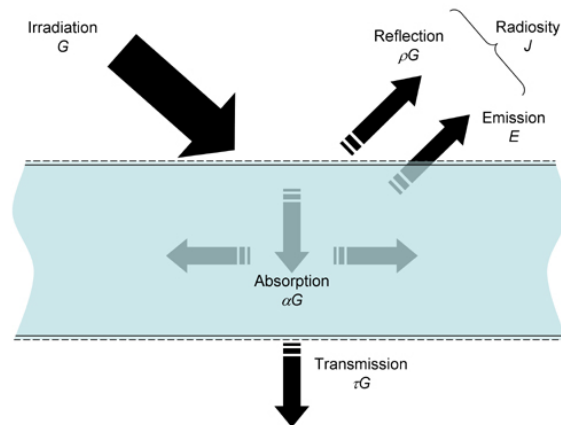


Figure 2.8 : Schématisation du phénomène de radiation

La loi de Stefan-Boltzmann :

$$E_b = \zeta T^4 \quad (2.17)$$

Où

La constante de Stefan Boltzmann

$$\zeta = 5.670 \times 10^{-8} [W/m^2 K^4]$$

T = Température en Kelvin [K]

E_b = Le pouvoir émissif d'un corps noir en [W/m²]

L'équation précédente exprime le pouvoir émissif d'un corps noir. Cependant, pour un autre corps, on multiplie cette relation par un facteur entre zéro et un, nommée l'émissivité. Cette caractéristique décrit le pouvoir émissif d'une surface par rapport au maximum admissible du corps noir. Puisque tout corps ayant une température supérieure à zéro kelvin émet des radiations, il faut introduire une notion de facteur de vue pour calculer l'échange de radiations qui se produit entre différentes surfaces. Le facteur de vue,

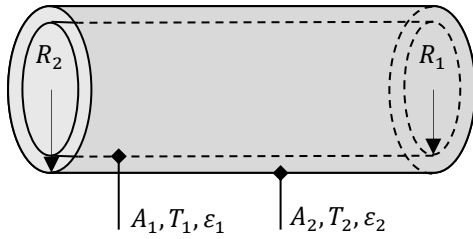


noté F_{ij} , est une quantité géométrique qui correspond à la fraction de radiations qui quittent une surface i pour être interceptées par une surface j .

2.5.1 Les échanges radiatifs au sein des moteurs électriques

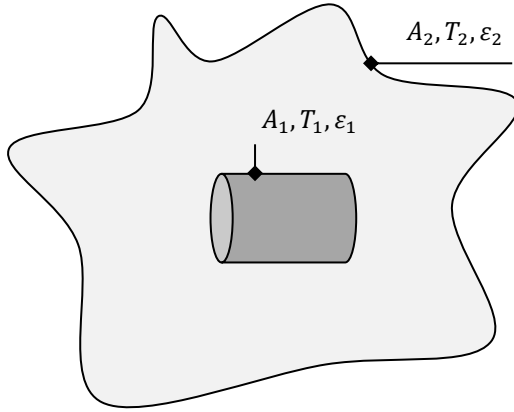
Puisque la radiation dépend de la variation des températures qui évoluent selon un exposant quatre, ses échanges sont fortement non-linéaires et sont difficiles à prendre en considération en raison du couplage avec la géométrie qui doit être effectué. C'est la raison pour laquelle dans l'analyse thermique des moteurs, on se limite aux deux expressions (2.18 et 2.19). Par ailleurs, dans bien des situations, les températures des objets ne sont pas suffisamment élevées pour que la radiation ait un impact important sur la solution.

Long cylindre concentrique (infini)



$$\begin{aligned} \frac{A_1}{A_2} &= \frac{R_1}{R_2} \\ F_{12} &= 1 \\ q_{1 \rightarrow 2} &= \frac{\zeta A_1 (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1 - \epsilon_2}{\epsilon_2} \left(\frac{R_1}{R_2} \right)} \quad (2.18) \end{aligned}$$

Objet convexe dans une grande enceinte



$$\begin{aligned} \frac{A_1}{A_2} &\approx 0 \\ F_{12} &= 1 \\ q_{1 \rightarrow 2} &= \epsilon_1 \zeta A_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad (2.19) \end{aligned}$$

La convection et la radiation se produisent toujours en parallèle à l'extérieur comme à l'intérieur d'une machine électrique. Beaucoup de modèles thermiques dans la littérature assument que les différences de température impliquées au niveau d'un moteur ne sont pas suffisamment importantes pour que la radiation soit significative. Les auteurs [23] ont réalisé des tests sur des moteurs à induction industriels et ils

concluent que la dissipation par radiation est du même ordre que la dissipation par convection naturelle et que celle-ci ne peut donc pas être négligée quand la convection naturelle constitue le principal mode d'évacuation de la chaleur. De plus, l'analyse de leur cas de figure montre que la radiation est également importante pour le transfert thermique des têtes de bobines vers la surface interne des enceintes du moteur et pour les bobinages non imprégnés sur les surfaces intérieures des encoches. Ils obtiennent des résistances thermiques de radiation de l'ordre de $6 - 8 [W/^{\circ}C \cdot m^2]$.

Tableau 2.6: Valeurs typiques d'émissivité pour différents matériaux avec différents états de surface

Matériau et état de Surface	Émissivité ε à $40^{\circ}C$
Acier	
▫ Surface polie	0.09
▫ Surface légèrement oxydée	0.19
▫ surface très oxydée	0.80
Aluminium	
▫ Surface polie	0.045
▫ Surface rugueuse	0.066
▫ Surface oxydée	0.11
Cuivre	
▫ Surface polie	0.05
▫ Surface oxydée	0.37
Fer	
▫ Surface polie	0.06
▫ Surface rugueuse	0.27
▫ Surface oxydée	0.66
Revêtements	
▫ Peinture	0.92 – 0.98
▫ Laque (suivant épaisseur)	0.30 – 0.60
▫ Vernis	0.89

Certaines considérations simples de design peuvent avoir un impact significatif sur la dissipation thermique du moteur et sont faciles à réaliser. La radiation de la carcasse peut être améliorée en utilisant un revêtement approprié et en augmentant la surface à l'aide d'ailettes. Il est préférable d'utiliser une peinture

avec une bonne conductibilité thermique afin de ne pas nuire à la dissipation par convection au profit de la radiation. La radiation sera d'autant plus importante si l'environnement autour de moteur est à une température basse; il faut donc éviter de placer le moteur près d'éléments ayant des températures élevées, comme un autre moteur. Si le moteur est confiné dans un espace restreint, il peut être important de placer autour du moteur des éléments ayant une bonne absorptivité afin d'éviter que les radiations émises par le moteur lui soient réfléchies. Les mêmes stratégies peuvent s'appliquer à l'intérieur du moteur.

2.6 Équation de conduction de la Chaleur

L'équation de la diffusion est une équation aux dérivées partielles qui permet de représenter avec exactitude le phénomène de la conduction thermique. Cette équation prend son origine d'un simple bilan de puissance sur un élément quelconque. Cet élément quelconque possède un volume V et une surface S . Le terme de gauche décrit la variation de l'énergie stockée à l'intérieur du volume, le terme du centre présente la quantité d'énergie échangée et finalement le terme de droite représente la quantité de chaleur générée dans le volume. Le théorème de la divergence permet d'écrire l'expression (2.22) et le développement qui s'en suit.

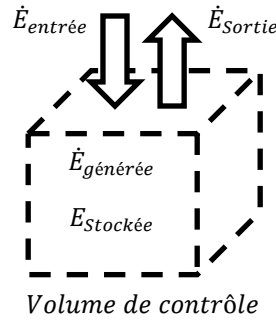


Figure 2.9: Volume de Contrôle de l'équation de la diffusion

$$\underbrace{\iiint_V \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} dV}_{\frac{dE_{stockée}}{dt}} = \underbrace{\iint_S (\vec{q}'' \cdot (-\hat{n})) dS}_{\dot{E}_{entrée} - \dot{E}_{sortie}} + \underbrace{\iiint_V \vec{q}''' dV}_{\dot{E}_{générée}} \quad (2.20)$$

$$\iint_S (\vec{f} \cdot \hat{n}) dS = \iiint_V (\nabla \cdot \vec{f}) dV \quad (2.21)$$

Donc il est possible de déduire que l'équation de la diffusion prend la forme suivante :

$$\iiint_V \left(\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot (k \nabla T) + q''' \right) dV \quad (2.22)$$

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot (k \nabla T) + q''' \quad (2.23)$$

En principe, lorsque les conditions limites sont connues, soient les propriétés thermiques et les conditions initiales, il est possible d'obtenir le profil de température dans tout le système. L'expression de l'équation de diffusion prend la forme suivante pour les coordonnées cartésiennes et cylindriques :

Équation de la chaleur en coordonnées cartésiennes

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.24)$$

Équation de la chaleur en coordonnées cylindriques

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(kr \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(k \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.25)$$

2.6.1 Les conditions limites

Comme le tableau 2.7 le montre, il est possible d'appliquer une température imposée, un flux de chaleur, de la convection et du rayonnement. Soulignons que rien n'empêche de combiner ces conditions limites.

Tableau 2.7: Conditions limites thermiques

$T(t) = T_0$	<i>Température Imposée</i>
$-k \nabla T = q_0''$	<i>Flux de chaleur imposé</i>
$-k \nabla T = h(T - T_\infty)$	<i>Convection</i>
$-k \nabla T = \varepsilon \zeta (T^4 - T_\infty^4)$	<i>Radiation</i>

2.7 Conclusion

Ce chapitre a présenté les phénomènes à l'origine du transport de l'énergie thermique, soient la conduction, la convection et la radiation. Chacun de ces modes de circulation du flux thermique implique des aspects critiques difficiles à définir.

Au niveau de la conduction, l'assemblage d'un moteur électrique implique beaucoup de matériaux différents qui induisent un comportement anisotropique, entre autres dans le bobinage et dans les circuits magnétiques constitués de laminations. Des méthodes ainsi que des données typiques ont été présentées.

Au niveau de la convection, plusieurs notions de mécanique des fluides sont impliquées et rendent son élaboration complexe. La théorie fondamentale a été présentée ainsi que plusieurs corrélations qui permettent d'obtenir des coefficients de convection pour des conditions d'écoulement et des géométries particulières.

Au niveau de la radiation, il a été discuté de son impact sur la dissipation thermique des machines ainsi que des méthodes pour en tirer avantage. Ce mode de dissipation n'est généralement pas prépondérant et peut être négligé sauf dans le cas où la convection naturelle constitue le principal moyen d'évacuation de la chaleur, car ils sont du même ordre de grandeur. De plus, des expressions ont été présentées pour définir le niveau de transfert convectif entre la carcasse et son environnement et au niveau de l'entrefer.

3. Modélisation thermique des MSAPs

3.1 Introduction

Historiquement, l'analyse du comportement thermique des machines électriques a reçu moins d'attention que la conception électrique et magnétique. Mais aujourd'hui, celle-ci est davantage étudiée car une bonne conception thermique peut améliorer les performances du moteur et prolonger sa durée de vie. Il est évident que le comportement thermique d'une machine est difficile à déterminer en raison d'une incertitude sur les valeurs de pertes et leur distribution. S'ajoute à cela une difficulté à déterminer les coefficients de transfert de chaleur avec l'environnement.

Les modèles thermiques servent à estimer des températures et la localisation des points chauds pour orienter et peaufiner des stratégies de refroidissement. Le design du système de refroidissement a un impact significatif sur le comportement global de la machine et ne devrait pas être négligé. Il existe des méthodes numériques pour résoudre les équations aux dérivées partielles de la chaleur, comme les éléments finis et les volumes finis. Ces méthodes s'imposent par rapport aux méthodes analytiques lorsque les propriétés thermiques varient selon la température, le temps et l'espace et qu'on souhaite une bonne précision. Cependant, les équations mathématiques qui gouvernent les phénomènes de transfert de chaleur sont très simples et s'avèrent appropriées à l'utilisation d'un modèle de type *circuit thermique*. Cette méthode a l'avantage d'être très simple à mettre en œuvre et s'impose quand le temps de calcul doit être minimisée comme dans le cas d'un processus de conception ou d'optimisation. En revanche, le caractère diffus de la chaleur rend l'élaboration d'un réseau thermique délicat. Les résultats obtenus avec de tels modèles sont fonction des hypothèses simplificatrices et du niveau de raffinement utilisé.

Dans ce chapitre, les méthodes permettant la création d'un modèle de type *circuit thermique* sont présentés dans un contexte général en commençant par définir les notions de résistance, de capacitance thermique et de source de chaleur. Par la suite, nous décrivons le traitement mathématique pour des régimes permanents et transitoires en prenant en considération les échanges de radiation. Nous présentons aussi plusieurs modèles de circuit issus de la bibliographie qui ont été développés pour l'étude des machines électriques. Finalement, nous présentons le modèle général que nous avons choisi de développer pour les machines à aimants permanents.

3.2 Modélisation circuit thermique

Le circuit thermique est une analogie avec les circuits électriques, dans lequel le courant représente un flux thermique et les potentiels, des températures. Ainsi, toute la théorie des circuits électriques peut être appliquée aux circuits thermiques et vice versa. D'ailleurs, l'analogie des circuits électriques peut être appliquée à plusieurs autres domaines du génie, notamment au magnétisme et aux vibrations.

Pour établir un circuit équivalent thermique, il faut commencer par créer une géométrie idéalisée qui sera divisée en éléments. Chaque élément doit avoir des propriétés physiques uniformes, comme la température, la génération de chaleur, les propriétés des matériaux ainsi que les conditions de refroidissement. La division de la machine en plusieurs éléments est un compromis entre la simplicité et la précision. Tous les éléments sont traités via des nœuds auxquels sont assignés une température de volume moyen, une capacitance thermique pour modéliser le régime transitoire et une quantité de génération de chaleur. Les nœuds sont reliés ensemble via des résistances thermiques qui caractérisent les échanges d'énergie.

3.3 Résistances thermiques

3.3.1 Résistance de conduction

En vertu de la loi de Fourier et de l'analogie avec les circuits électriques, le flux thermique est défini comme le rapport entre la différence de température et une résistance thermique. En général, les résistances thermiques utilisées sont unidimensionnelles et sont déterminées avec l'expression (3.2). Le tableau 3.1 montre le développement pour des résistances thermiques unidimensionnelles selon des coordonnées cylindriques.

Parfois, il peut être nécessaire de représenter un problème selon une géométrie entre deux ou trois dimensions. Pour se faire, il est possible d'utiliser des solutions existantes de l'équation de la diffusion de la chaleur pour les traduire en terme de facteurs de forme [9, Chap. 4]. Des résistances thermiques peuvent être calculées grâce à ces facteurs de forme pour caractériser des flux thermiques bi ou tridimensionnel. Il est également possible d'établir des résistances thermiques à partir de données empiriques; il faut alors connaître la différence de température ainsi que la quantité de flux qui traverse deux éléments. Ensuite il suffit d'utiliser l'équation (3.1) pour en déduire la résistance thermique correspondante.

$$q = \frac{\Delta T}{R_{th}} [W] \quad (3.1)$$

$$R_{th} = \frac{1}{k} \int_0^d \frac{dx}{S(x)} [K/W] \quad (3.2)$$

Tableau 3.1 : Résistances thermiques en coordonnées cylindriques

<i>Radiale</i>	<i>Axiale</i>	<i>Circonférentielle</i>
$R_{rad} = \frac{1}{k_r} \int_{R_0}^{R_2} \frac{dr}{r \theta \Delta_z}$ $= \frac{\ln(R_2/R_0)}{k_r \theta \Delta_z}$	$R_{axi} = \frac{1}{k_a} \int_0^{\Delta_z} \frac{2dz}{\theta(R_2^2 - R_1^2)}$ $= \frac{2\Delta_z}{k_a \theta (R_2^2 - R_1^2)}$	$R_{circ} = \frac{1}{k_c} \int_{R_0}^{R_2} \frac{r \theta \cdot dr}{2(R_2 - R_0)^2 \Delta_z}$ $= \frac{\theta(R_2^2 - R_1^2)}{4k_c (R_2 - R_0)^2 \Delta_z}$

3.3.2 Résistance de contact

Un moteur est un assemblage de plusieurs matériaux. L'interface entre chacun d'eux n'est pas parfaite et introduit des résistances de contact. Ce type de résistance est principalement lié aux rugosités des surfaces qui créent un espace interstitiel. Sa valeur dépend de la pression exercée entre les deux surfaces, du niveau de rugosité et de la conductibilité thermique du fluide interstitiel. Pour une utilisation dans un modèle thermique, il est assumé que ces résistances sont indépendantes du temps et de la température. Néanmoins, puisqu'un moteur est composé de plusieurs matériaux ayant des niveaux de dilation thermique différents, il est possible que les résistances de contact évoluent avec la montée en température de la machine en raison de la variation de pression entre les surfaces.

La valeur d'une résistance de contact est déterminée de manière empirique puisqu'elle est difficile à évaluer et peut être variable d'une structure à l'autre. Dans [9, p. 102-103], on trouve des valeurs typiques pour certaines interfaces. Toutefois, il est possible d'appliquer une méthode théorique pour évaluer cette résistance. En effet, on peut utiliser l'expression classique (3.2) d'une résistance thermique de conduction qui utilise la conductibilité thermique du fluide d'interstice, généralement de l'air, et l'épaisseur approximative des rugosités des surfaces en jeu. Bien que cette approche ne soit pas très précise, elle demeure tout de même une bonne approximation lorsque les données empiriques ne sont pas disponibles. Dans [1, Chap. 9], des valeurs de conductances thermiques ont été déterminées spécifiquement pour les moteurs et celles-ci sont présentées dans le tableau 3.2

Tableau 3.2: Coefficient de résistance de contact typique pour moteur électrique

Type de Jonction	Distance Intersticielle Équivalente [mm]	Conductance de contact [W/m^2K]
Enroulement et noyau Statorique	0.10 – 0.30	80 – 250
Carcasse (Aluminium) et noyau Statorique	0.03 – 0.04	650 – 870
Carcasse (Acier) et noyau Statorique	0.05 – 0.08	350 – 550
Barre rotorique et Noyau Rotorique	0.01 – 0.06	430 – 2600

3.3.3 Résistance de convection et ventilation

En accord avec la loi de Newton, une résistance thermique de convection est donnée par l'équation (3.3) comme il a été présenté dans le chapitre 2. La difficulté dans l'évaluation de cette résistance réside dans le coefficient de convection.

$$R_{th} = \frac{1}{hA} \quad (3.3)$$

Il est également possible de modéliser la ventilation. En égalant l'équation simplifiée de l'énergie thermique (3.4) d'un écoulement en régime permanent avec la définition du flux thermique, il est possible d'isoler une résistance thermique de ventilation.

$$q = \dot{m}C_p(T_{entrée} - T_{sortie}) = \frac{\Delta T}{R_{th}} [W] \quad (3.4)$$

$$R_{th} = \frac{1}{\dot{m}C_p} [K/W] \quad (3.5)$$

Ce développement est valable pour les gaz idéaux dans lesquels il n'y a pas de changement de phase et des changements de vitesses négligeables entre l'entrée et la sortie. Sinon, il faudrait utiliser l'équation générale de l'énergie thermique d'un écoulement.

3.3.4 Résistance de structure mécanique

La détermination d'une résistance thermique équivalente pour une structure mécanique comme un roulement est difficile à élaborer puisque ceux-ci sont le siège de génération de chaleur dans lequel se mélangent des phénomènes de conduction et de convection. Dans les modèles thermiques, on se contente généralement d'approximations grossières ou de valeurs basées sur des données empiriques.

Dans les structures de moteur, il est très répandu d'utiliser des ailettes de refroidissement pour augmenter la dissipation thermique. La conception et l'optimisation de ces structures ont été très étudiées et la littérature disponible permet facilement de déterminer des résistances thermiques efficaces. Les références

[9, p. 137-168], [24], [25] discutent de ce type de structures mécaniques et de la manière de les traiter. De plus, une étude de cas [26] montre qu'une utilisation judicieuse d'ailettes peut multiplier par trois la dissipation thermique en convection naturelle par rapport à une surface sans ailettes.

3.4 Capacitance thermique

Lorsqu'il faut s'intéresser au régime transitoire, il est nécessaire d'introduire la notion de capacitance thermique qui agit comme une capacitance électrique. Cela signifie que l'élément emmagasine de l'énergie et produit un retard temporel dans la circulation du flux. La capacitance thermique permet de représenter le stockage d'énergie dans le temps et celui-ci s'exprime en Joule par degré Kelvin.

$$C = \rho C_p \cdot \text{Volume} [J/K] \quad (3.6)$$

Où

$\rho = \text{Densité Volumique} [Kg/m^3]$

$C_p = \text{Chaleur Spécifique} [J/(Kg \cdot K)]$

L'utilisation d'un *circuit thermique transitoire* mène à des résultats satisfaisants. Par contre, la validité de ce concept est conditionnelle à l'hypothèse du gradient nul. Cette hypothèse implique que la discrétisation du circuit thermique représente des éléments à températures uniformes qui évoluent dans le temps suffisamment lentement pour considérer leur température uniforme à n'importe quel moment. Pour des solides subissant de la convection, cette hypothèse se valide à l'aide du nombre de Biot qui représente le rapport entre la résistance de conduction d'un élément et celle de convection.

$$Bi = \frac{R_{cond}}{R_{conv}} = \frac{hL_c}{k_{solide}} \quad (3.7)$$

$$L_c \equiv \frac{V}{A_s} \quad (3.8)$$

Si ce rapport est très inférieur à un, la validité de l'hypothèse est alors vérifiée et il est possible d'assumer que la température au sein du volume évolue de manière uniforme.

3.5 Source de chaleur

Dans un circuit thermique, un élément qui est le siège de génération de chaleur impose certaines conditions. La discrétisation est valide si elle respecte l'hypothèse du gradient nul. L'utilisation de la méthode nodale n'est ni plus ni moins qu'une linéarisation du système étudié. Or, dans un élément qui produit de la chaleur, la distribution de température n'est plus linéaire. Le problème dans la modélisation thermique d'une machine est que le comportement homogène des éléments est basé sur des hypothèses qui ne sont pas toujours valides. Cet aspect s'illustre aisément à l'aide d'un exemple.

Prenons un fil de cuivre ayant les propriétés présentées dans la figure 3.1. Pour simplifier le problème, la gaine est considérée comme étant un isolant thermique parfait, c'est-à-dire que le flux de chaleur dans la direction radiale est nul et que le problème est unidimensionnel selon la direction x . Il devient alors possible d'utiliser l'équation analytique exacte (3.9) pour déterminer la distribution de température le long du fil.

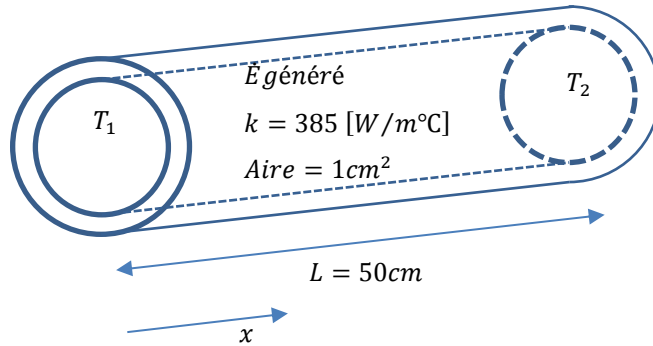


Figure 3.1: Géométrie pour l'exemple des incidences de la génération de chaleur

$$T(x) = \frac{Q_{gen}L^2}{2k} \left(1 - \frac{x^2}{L^2} \right) + \frac{(T_2 - T_1)x}{L} + \frac{(T_1 + T_2)}{2} \quad (3.9)$$

La figure 3.2 montre le profil de température à l'intérieur du solide, si les températures T_1 et T_2 sont respectivement imposées à 25°C et 90 °C et qu'une génération de chaleur uniforme $\dot{E}_{gen}$ est appliquée. Il est alors facile de comprendre qu'avec la génération de chaleur, le profil de température n'évolue plus de manière linéaire et que le flux instantané le long du fil n'est plus constant. Cette non-linéarité est d'autant plus significative lorsque les pertes sont importantes et que les résistances thermiques sont élevées. Ceci a pour conséquence d'invalider l'utilisation de la loi de Fourier et conduit à des erreurs sur l'estimation des températures.

Il existe deux approches pour contourner le problème. La première est d'augmenter la discrétisation de l'élément et de distribuer les pertes sur les nouveaux nœuds : dans ce cas, la résolution se raffine et réduit les erreurs produites par l'utilisation de la loi de Fourier. L'effet de la discrétisation peut être facilement illustré avec un exemple. En reprenant les données du problème précédent, mais en posant cette fois les deux températures des extrémités à 25°C, la température maximale est obtenue au centre du câble. Trois circuits thermiques avec trois, six et douze nœuds sont également espacés afin de connaître la température le long du câble. Le premier et le dernier nœud de chaque modèle ont une température imposée à celle des extrémités. La génération de chaleur totale est distribuée également sur chacun des nœuds. La figure 3.4 montre la comparaison des différents circuits thermiques avec le résultat exact. Le graphique montre bien que la précision augmente avec la discrétisation du modèle.

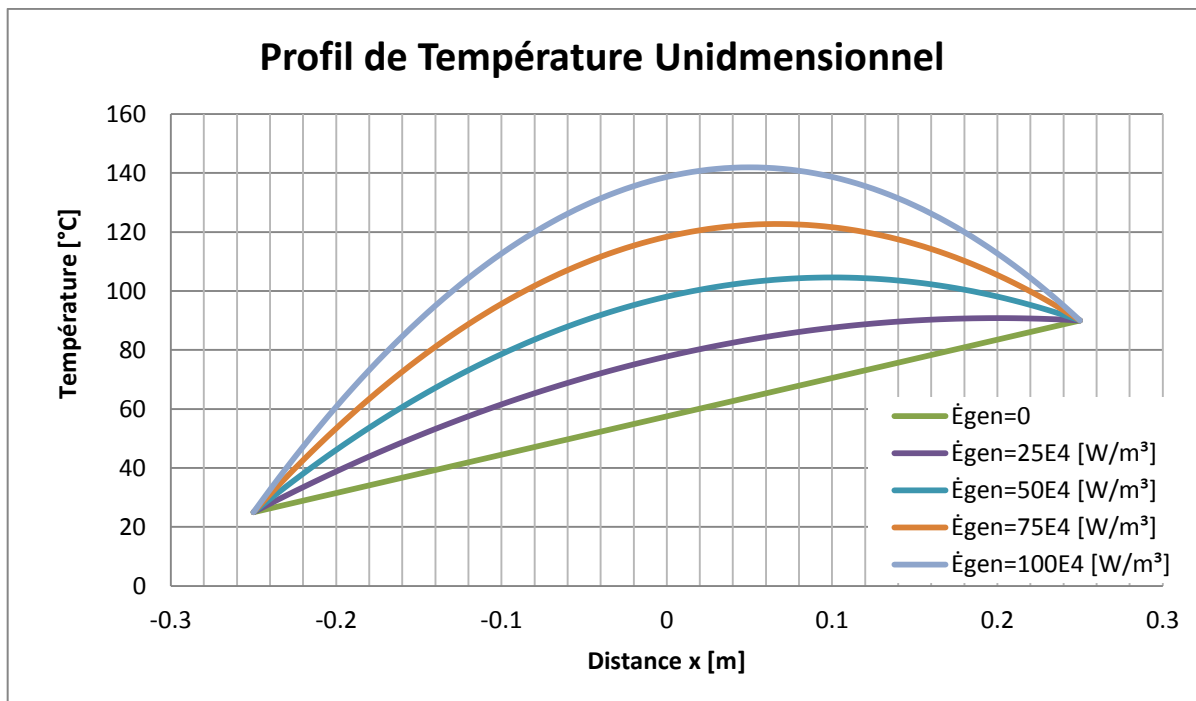


Figure 3.2: Exemple profil de température avec génération de chaleur

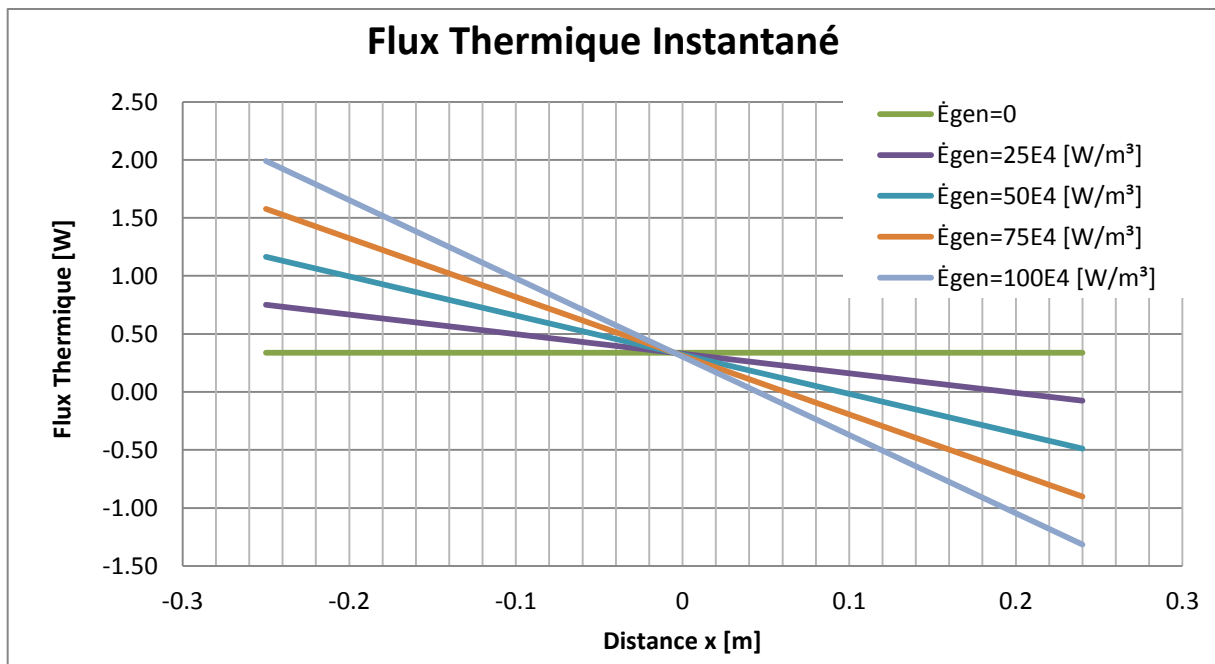


Figure 3.3: Exemple de flux thermique avec génération de chaleur

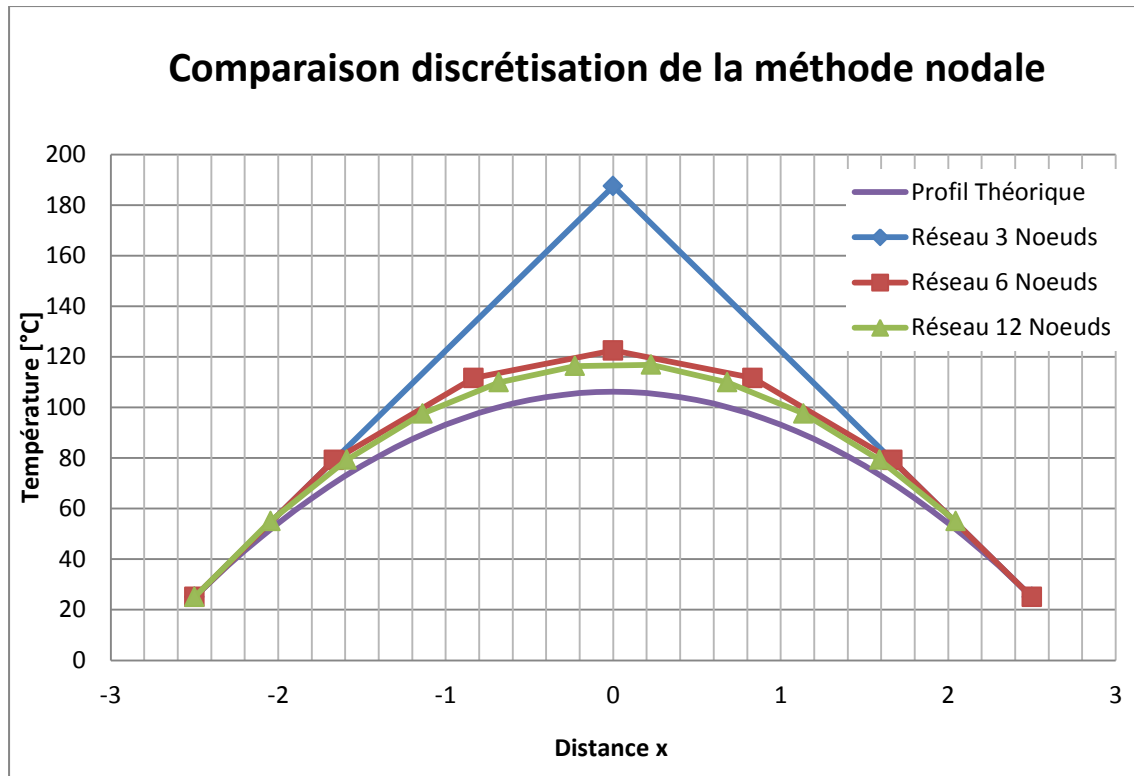


Figure 3.4: Effet de la discrétisation sur la génération de chaleur

La deuxième approche consiste à utiliser des niveaux de génération de chaleur ajustée. Cette méthode revient à modifier artificiellement le niveau de pertes appliqué aux nœuds du modèle afin de caler celui-ci sur les valeurs réelles de température. Ces coefficients de correction peuvent être déterminés de plusieurs façons :

- La référence [27] propose une approche théorique pour déterminer le coefficient multiplicateur pour un circuit thermique simple. Une méthode avec un nœud flottant qui permet d'obtenir la température maximale d'un élément est également exposée. Les méthodes proposées sont adaptées pour des circuits très simples et sont inapplicables dans le cas d'un circuit thermique de machine.
- Les auteurs [28] réalisent cette manipulation sur la génération de chaleur à l'aide d'éléments de compensations qui sont ajoutés au circuit thermique, comme démontré dans la figure 3.5. Généralement, ces coefficients sont déterminés de manière empirique, en confrontant le modèle thermique à des résultats expérimentaux.

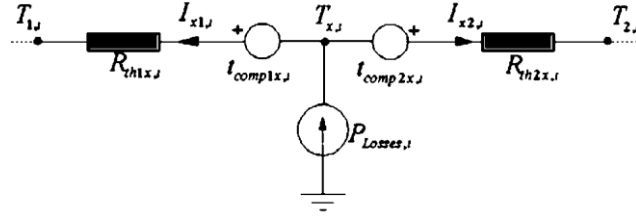


Figure 3.5: Exemple d'éléments de compensation dans un circuit thermique [28]

3.6 Résolution mathématique

Chacun des nœuds i échange de l'énergie avec ses nœuds voisins j ; l'équation d'équilibre thermique pour chacun des nœuds s'écrit comme suit :

$$\sum_{j=0}^n \left(\frac{T_i - T_j}{R_{i,j}} \right) = C_i \frac{\partial T_i}{\partial t} - Q_{gen} - \dot{q}_{i-0} \quad (3.9)$$

Donc un modèle à n nœuds possède le même nombre d'équations d'équilibre et forme un système linéaire qui se représente facilement sous forme matricielle :

$$[R][T] = [S] \quad (3.10)$$

$$[T] = [R]^{-1}[S]$$

La matrice $[R]$ représente la matrice des résistances thermiques dans laquelle sont stockés tous les coefficients qui multiplient les températures T_i . Le vecteur $[T]$, quant à lui, est l'inconnu que l'on cherche à résoudre. On y retrouve les n températures des nœuds du problème. Le vecteur $[S]$ est nommé vecteur solution et est constitué du reste des expressions qui ne sont pas des coefficients multiplicateurs de la température T_i . Il existe diverses méthodes numériques afin de résoudre efficacement ce problème. Puisque la matrice $[R]$ est creuse, il serait tout indiqué d'utiliser la méthode de Jacobi ou la méthode de Gauss-Seidel pour limiter la quantité de mémoire utilisée. Par contre, puisque le système qui est engendré par le modèle thermique est généralement de petite ou moyenne taille, c'est la décomposition LU (qui assure la convergence) qui est généralement utilisée. Le modèle thermique produit dans ce mémoire est de taille suffisamment petite pour permettre une résolution directe par inversion de matrice, c'est donc cette méthode qui a été privilégiée.

3.2.2 Le terme transitoire

Pour des analyses en régime transitoire, certaines simplifications doivent être réalisées afin de traiter facilement la dérivée partielle de la température par rapport au temps. Une méthode proposée est d'utiliser le développement en série de Taylor pour estimer le terme transitoire du problème. Il est posé comme

hypothèse que les pas de temps successifs de l'analyse sont suffisamment petits pour que l'approximation soit valide. Autrement dit, la dérivée partielle de température par rapport au temps est linéarisée.

Développement en série de Taylor :

$$T_i(t) = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{T^{(n)}}{n!} (t - (t + \Delta t))^n = T(t) + \frac{T'}{1!} (t - (t + \Delta t)) + \frac{T''}{2!} (t - (t + \Delta t))^2 + \dots \quad (3.11)$$

En utilisant seulement le premier terme, la dérivée partielle devient:

$$\frac{\partial T_i}{\partial t} \cong \frac{(T_{(i+\Delta t)} - T_i)}{\Delta t} \quad (3.12)$$

3.3.1 Échange radiatif

Le calcul de radiation est fortement non linéaire. La résolution d'un problème contenant des échanges radiatifs se résout avec la méthode de Newton : une résolution itérative. Par exemple, comme il a été montré précédemment, le flux radiatif d'un objet i convexe dans une grande enceinte o s'exprime comme suit :

$$q_{i \rightarrow o} = \varepsilon_i \zeta A_i (T_i^4 - T_o^4) \quad (3.13)$$

Après avoir résolu le problème une première fois, le flux radiatif est évalué à partir des températures i calculées et ajoutées aux valeurs contenues dans le vecteur solution $[S]$. Ensuite, le système est résolu avec le nouveau vecteur solution afin d'obtenir les nouvelles températures i . Ces étapes se répètent jusqu'à ce que le problème converge; c'est-à-dire lorsque la différence entre les températures calculées pour deux itérations consécutives soit inférieure à un critère d'arrêt, ϵ_r . L'implémentation de la radiation dans un problème thermique peut mener à de l'instabilité numérique et il peut devenir nécessaire d'utiliser une méthode de relaxation pour assurer la convergence.

3.3.2 Algorithme de résolution

La figure 3.6 schématise la résolution numérique selon le type de problème souhaité. Une résolution en régime permanent, sans la radiation, se limitera aux éléments inscrits en noir. À ceux-ci, il faut ajouter les éléments bleus afin d'obtenir une résolution de régime transitoire et les éléments rouges pour y inclure la radiation.

Algorithme de Résolution

– Régime Permanent
 Avec – Régime Transitoire
 Avec – Régime avec Radiation

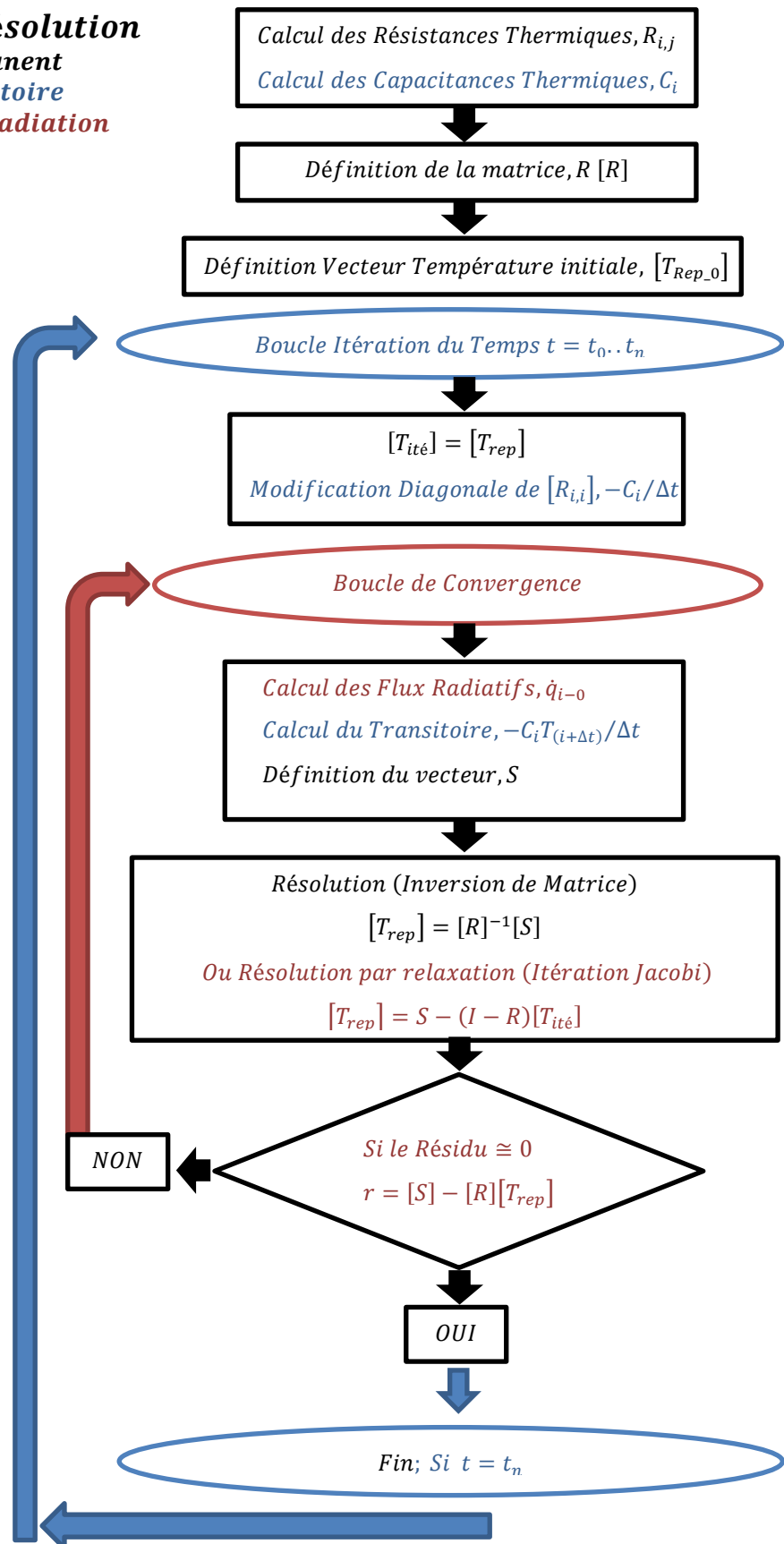


Figure 3.6: Algorithme de résolution

3.7 Modèle dans la littérature

La méthode des circuits thermiques pour la modélisation thermique des machines électriques est utilisée depuis longtemps. Il existe dans la littérature une quantité importante de modèles pour simuler des machines particulières [28]–[33]. Ces modèles donnent généralement de très bons résultats, ce qui prouve l’efficacité de cette approche. Bien que la formulation mathématique soit simple, la mise en place du réseau de résistances et la détermination des paramètres physiques de chacun des éléments constitutifs du modèle peut devenir une tâche ardue. La figure suivante montre deux exemples de modèles thermiques ayant des niveaux de complexité différents. Le réseau de gauche est un modèle simplifié d’une machine électrique à induction tirée de [31] et le modèle de droite correspond à une machine à aimants permanents tirée de [34].

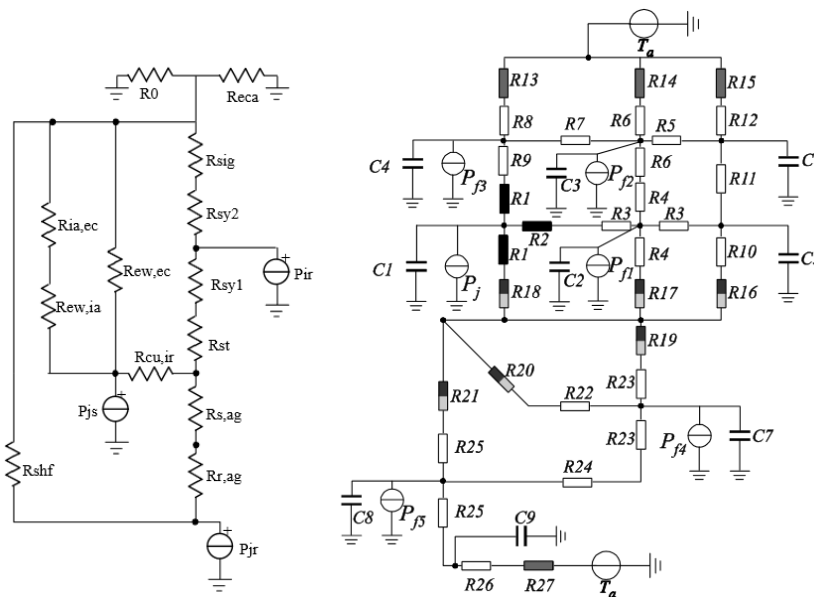


Figure 3.7 : Exemples de modèles thermiques [31], [34]

La méthode utilisée consiste à diviser le moteur en éléments géométriques localisés qui sont liés par des résistances thermiques. Ces résistances thermiques représentent physiquement une diffusion tridimensionnelle de la chaleur. Elles sont difficiles à déterminer de manière théorique et dépendent des hypothèses simplificatrices sur la direction des flux principaux. C'est pourquoi généralement ces résistances doivent être ajustées et validées avec des données empiriques. Cette approche a l'inconvénient de créer des modèles thermiques qui sont valides que pour une configuration de machine particulière.

En raison de leur grande simplicité, ce type de modèle est de plus en plus couplé à d'autres modèles physiques, comme des modèles mécanique, magnétique et électrique qui permettent d'élargir la quantité d'informations sur le comportement global de la machine [34]–[36]. Il existe également un logiciel

commercial (Motor-CAD) ayant un modèle complexe et général basé sur cette méthode, pour simuler plusieurs types de machines [13], [37].

La plupart des circuits thermiques dans la littérature se basent sur les hypothèses simplificatrices suivantes :

- Les flux de chaleur dans les directions radiale et axiale sont indépendants.
- Une seule température moyenne définit le flux radial et axial.
- Il n'y a pas de flux circonférentiel.
- Les capacitances thermiques et la génération de chaleur sont distribuées de manière uniforme.

Les auteurs [30], [38] ont également travaillé sur des méthodes pour réduire des modèles thermiques complexes en des modèles de quelques nœuds qui offrent un niveau de précision comparable. Ce type de méthode met en évidence les comportements thermiques prépondérants.

Bien que la création d'un circuit thermique soit une tâche relativement simple, le choix des divers paramètres thermiques est quant à lui plus difficile. En effet, l'exactitude des résultats obtenus à l'aide d'un modèle de circuit thermique est tributaire de paramètres critiques difficiles à déterminer : la conductibilité équivalente du bobinage, les coefficients de transfert par convection et les résistances de contacts. Les incertitudes liées à ces paramètres nécessitent un ajustement du modèle avec des résultats expérimentaux. Néanmoins, ce modèle constitue une première approche pour comprendre et évaluer grossièrement une nouvelle topologie en vue de sa conception.

3.8 Circuit thermique général pour MSAPs

La réalisation d'un modèle thermique pour une structure de machine donnée est une tâche assez simple qui donne de très bons résultats, avec un nombre limité de nœuds, à condition que le concepteur pose correctement les hypothèses simplificatrices. Cependant, comme il existe une quantité importante de configurations de machines électriques, la création d'un modèle général est beaucoup plus ardue. Le modèle thermique réalisé dans le cadre de ce projet a une forme générale qui est adaptée, spécifiquement, aux machines à aimants permanents. Le circuit thermique utilise des résistances thermiques qui sont déterminées de manière théorique. Cette approche a l'avantage d'être valide peu importe la machine étudiée. Elle ne nécessite pas de connaissances particulières sur la machine étudiée et peu de données empiriques pour être précise.

Le modèle divise la machine en tranches bidimensionnelles qui sont ensuite couplées entre elles par des résistances axiales. Le traitement en couches du modèle facilite sa construction mathématique; chaque couche est un réseau thermique en soi et ils s'assemblent pour former le système global, comme il est montré dans l'expression (3.14). Le modèle thermique se distingue par trois sous-systèmes : la couche

arrière, la couche avant et les couches génériques qui sont toutes identiques. Le nombre minimal de couches selon cette configuration est de trois, mais dans le cadre de ce mémoire il a été choisi d'utiliser sept couches. Le système global engendré possède donc 140 équations, respectivement 26 pour la couche arrière et la couche avant et 22 pour les couches génériques.

$$[R] = \begin{bmatrix} \begin{bmatrix} 1^{er} \\ \text{Couche} \\ \text{ARRIÈRE} \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} \text{Couplage} \\ \text{Axiale} \\ \text{AVANT} \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} \text{Couplage} \\ \text{Axiale} \\ \text{ARRIÈRE} \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} 2^{e} \text{ Couche} \\ \text{Générique} \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} \text{Couplage} \\ \text{Axiale} \\ \text{AVANT} \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} \text{Couplage} \\ \text{Axiale} \\ \text{ARRIÈRE} \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} 3^{e} \text{ Couche} \\ \text{Générique} \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} \text{Couplage} \\ \text{Axiale} \\ \text{AVANT} \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} \text{Couplage} \\ \text{Axiale} \\ \text{ARRIÈRE} \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} 4^{e} \text{ Couche} \\ \text{Générique} \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} \text{Couplage} \\ \text{Axiale} \\ \text{AVANT} \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} \ddots \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} \ddots \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} \ddots \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} \text{Couplage} \\ \text{Axiale} \\ \text{ARRIÈRE} \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} \text{Dernière} \\ \text{Couche} \\ \text{AVANT} \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} \end{bmatrix} \end{bmatrix}, [S] = \begin{bmatrix} \begin{bmatrix} \text{AR} \end{bmatrix} \\ 2 \\ 3 \\ 4 \\ \vdots \\ \begin{bmatrix} \text{AV} \end{bmatrix} \end{bmatrix} \quad (3.14)$$

Il existe deux versions des matrices de chacune des couches dépendamment si le moteur à simuler est à un rotor externe ou interne. Sinon, les réseaux de résistances des couches sont fixes, c'est-à-dire que les matrices du système demeurent les mêmes. Bien que le circuit thermique du modèle soit figé, il permet l'étude de toute une panoplie de configurations et de refroidissement. En effet, il est toujours possible de modifier artificiellement le modèle thermique pour y exclure des transferts de chaleur entre diverses composantes. Le meilleur moyen d'inhiber un flux thermique dans le modèle thermique, sans redéfinir les matrices, est de poser des résistances thermiques très élevées pour rendre un écoulement de flux négligeable. Dans le même ordre d'idée, en imposant une résistance qui tend vers zéro, il est possible d'éliminer du modèle l'effet d'une structure.

3.8.1 La couche générique

La couche générique est composée de sous modèles; le stator, le rotor et l'arbre. Chacun d'eux est construit à partir d'éléments présentés dans la figure 3.8. Le flux thermique qui transite dans un élément est pondéré selon les trois directions principales en coordonnées cylindriques, c'est-à-dire radiales, circonférentielles et axiales. La couche générique nécessite la définition de 72 résistances thermiques qui sont dépendantes des dimensions géométriques de leur élément associé. La plupart d'entre eux sont des résistances de conduction tel que présentées dans le tableau 3.3. De plus, selon la localisation de l'élément, ces résistances peuvent être additionnées d'une résistance de contact. Les autres résistances sont des combinaisons de résistance de conduction, de convection et de ventilation et elles se calculent avec la méthode présentée

dans la section 3.3.3. Les sous modèles et leurs dimensions géométriques sont présentés dans les figures 3.9, 3.10 et 3.11.

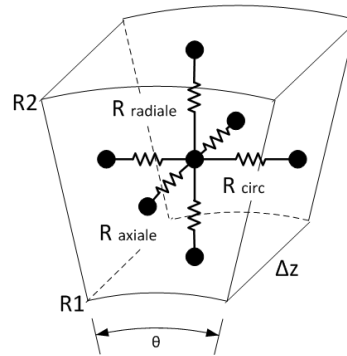


Figure 3.8 : Éléments de discrétisation

Le sous modèle stator discrétise une demi-encoche statorique et profite des conditions de périodicité pour réduire la taille du problème. Les conditions de périodicité sont modélisées en multipliant par deux les flux thermiques circonférentiels échangés par les éléments qui se trouvent sur le pourtour de la demi-encoche. Par contre, cette approche implique que le modèle est valide pour une répartition de pertes identiques dans toutes les encoches. Il n'est donc pas possible d'étudier des configurations de défaut qui produiraient des répartitions de pertes différentes dans les encoches. Un minimum de neuf éléments est nécessaire pour englober tous les matériaux de l'encoche et ses possibles variations géométriques. Six d'entre eux sont utilisés pour représenter la culasse et la dent du circuit magnétique. Les trois éléments restants représentent le bobinage, la cale et un espace interstitiel entre les bobines.

Dans le même esprit, le sous modèle rotor discrétise un pôle et applique des conditions de périodicité. Huit éléments sont nécessaires pour représenter toutes les configurations de pièces polaires montées en surface ou partiellement enterrées. De ce groupe, deux éléments sont dédiés à la frette, deux autres pour l'aimant, trois autres pour la culasse du rotor et finalement un pour l'espace interstitiel entre deux aimants, sous la frette.

Finalement, le sous modèle de l'arbre est construit avec trois éléments. En jouant sur leurs résistances thermiques, il est possible de créer sept différentes géométries d'arbre. Dans le cas de la première configuration, le cœur de l'arbre, sur lequel est placé le circuit magnétique, est plein et les deux bouts d'arbre sortent de chaque côté. La deuxième configuration est une variante de la première dans laquelle un trou est percé d'un bout d'arbre à l'autre. Les autres configurations remplacent le cœur massif par des bras, soit de forme rectangulaire ou triangulaire, et des espaces d'air dans lesquelles il est possible de produire de la convection forcée.



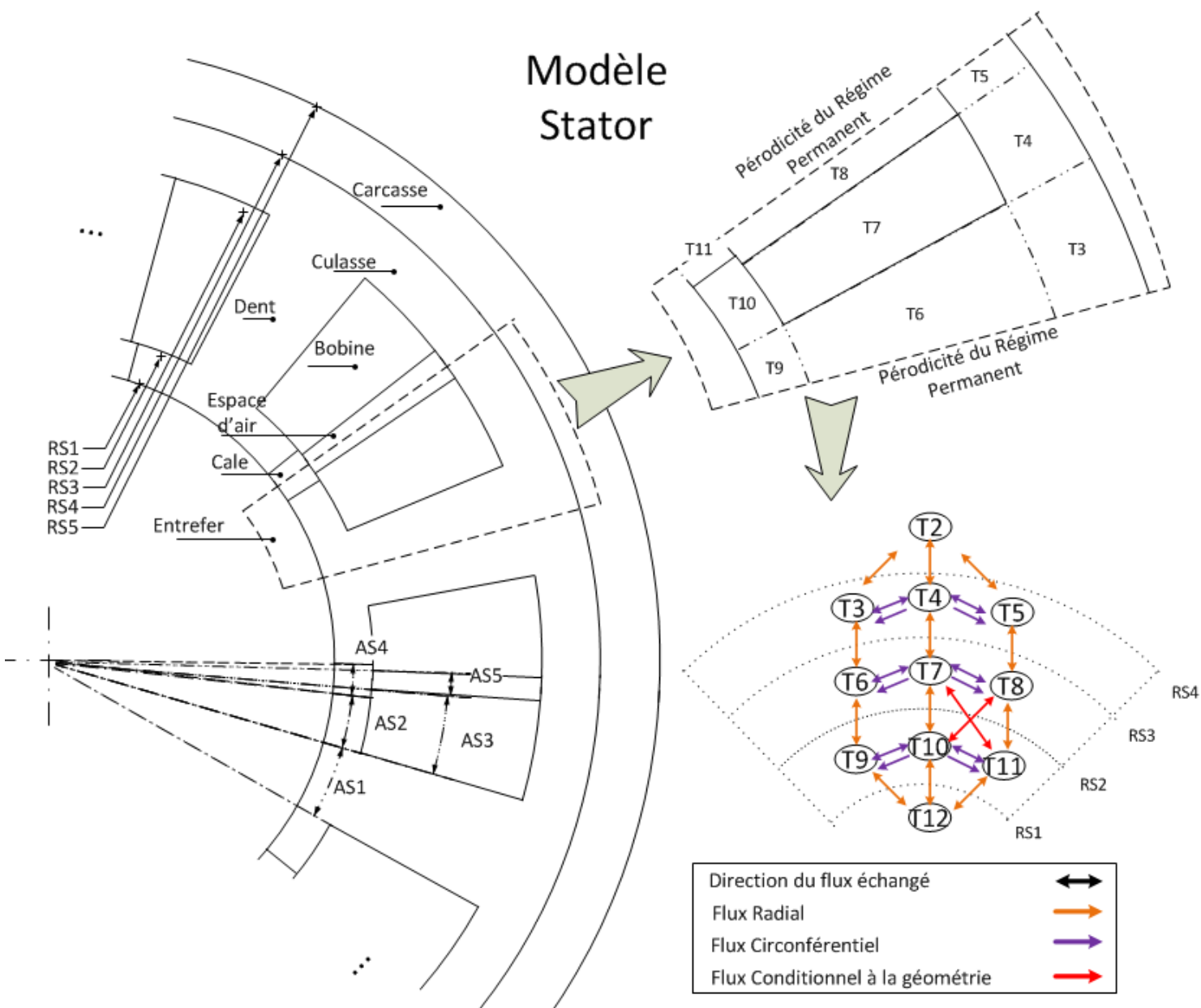


Figure 3.9 : Modèle couche générique 2D Stator

Modèle Rotor

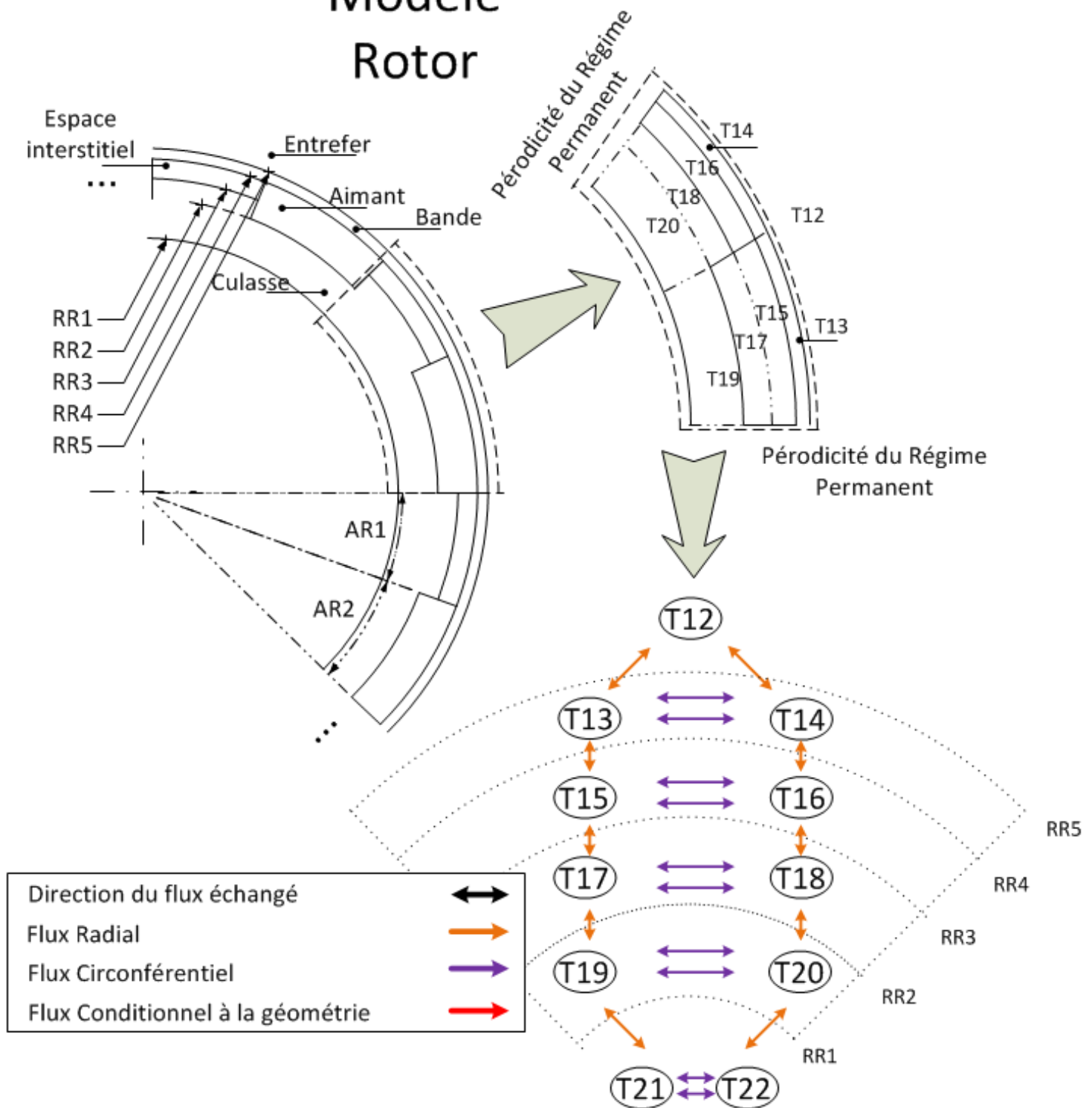


Figure 3.10: Modèle couche générique 2D rotor

Modèle Arbre

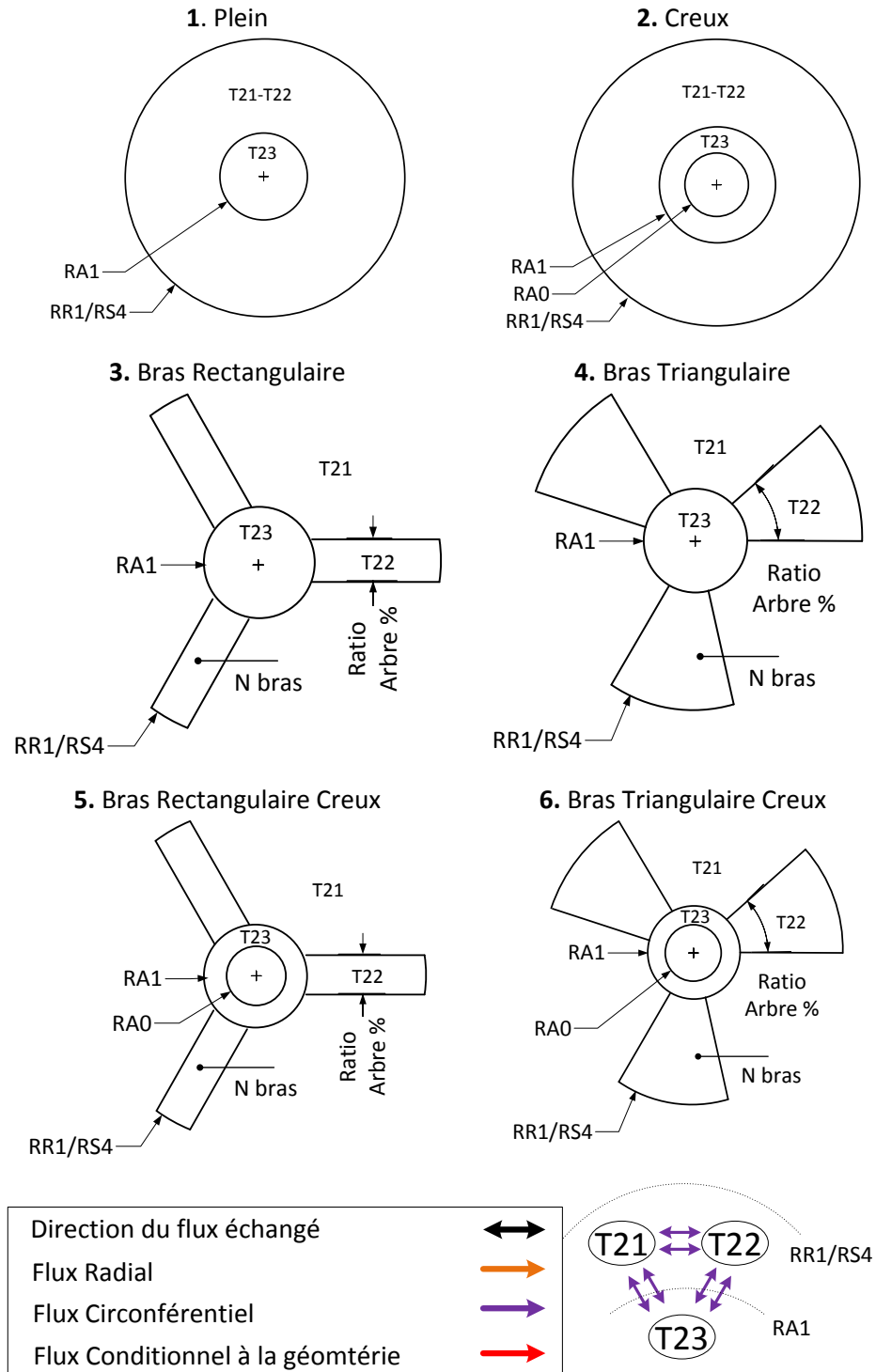


Figure 3.11: Modèle couche générique 2D Arbre

La structure des sous modèles reste la même pour des machines à structures inversées. On modifie simplement les liaisons et la matrice du système l'est également. Dans une structure de machine inversée, les températures de la culasse du stator ne sont pas couplées à la carcasse du moteur mais plutôt au sous modèle d'arbre et vice versa pour la culasse du rotor.

La figure 3.12 montre un exemple de la forme que prennent ces matrices. Une attention particulière doit être portée aux températures qui effectuent une liaison entre les sous modèles afin de pondérer les flux échangés en fonction de la fraction de la machine qu'ils représentent. Par exemple, dans l'équation d'équilibre de la température de l'entrefer, les flux thermiques échangés avec le stator et le rotor sont respectivement multipliés par le nombre d'encoches et le nombre de paires de pôles. Cette méthode a également l'avantage de pouvoir traiter les résistances de ventilation de l'entrefer en termes de ventilation totale de la machine. Une stratégie similaire est employée pour la carcasse et les éléments de couplages de l'arbre.

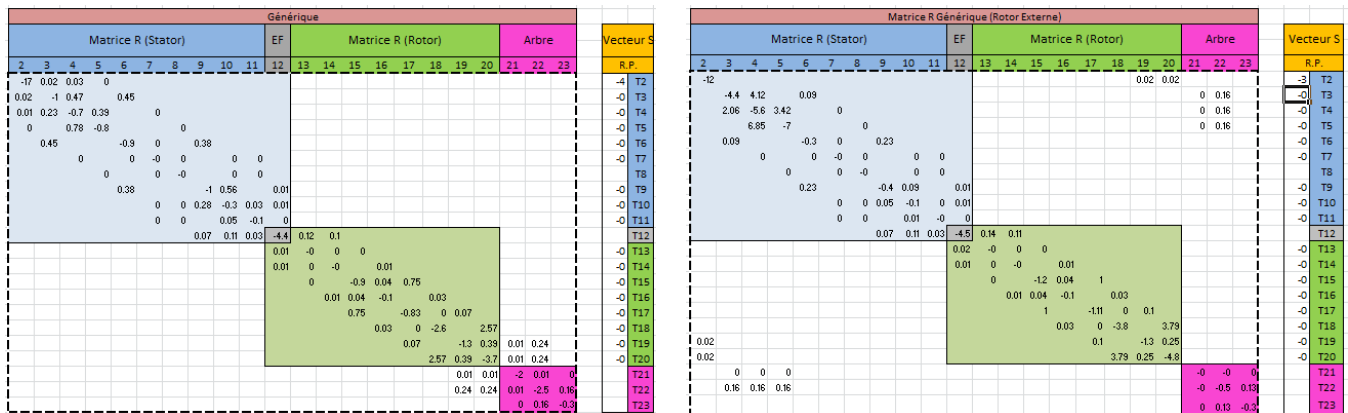


Figure 3.12: Exemple de matrices génériques 2D, à gauche pour une configuration à rotor interne, à droite pour une configuration à rotor externe

Les matrices de couplage axial sont des matrices purement diagonales. Chaque température est couplée à son équivalent de la couche suivante par une résistance axiale qui est définie par l'épaisseur de la couche, Δz . La division des couches est également espacée dans le modèle, et les matrices de couplages sont toutes identiques. Cela simplifie la définition des résistances axiales. Selon cette approche, peu importe le nombre de couches génériques utilisées pour le problème, le nombre de résistances à définir reste le même.

3.8.2 Première et dernière couche

La première couche et la dernière couche sont très semblables aux couches génériques mais celles-ci incorporent les températures des capots, des têtes de bobines, des bouts d'arbres ainsi que les températures de l'air dans chacune des enceintes du moteur. L'emplacement des températures est

schématisé dans la figure 3.13. Chacun de ces éléments est représenté selon la même logique; un élément avec trois directions principales de flux. L'ajout de ces éléments nécessite pour chaque couche, 30 résistances supplémentaires. La forme de l'élément est directement déterminée par la géométrie de la structure qu'il caractérise. Comme c'est le cas pour la température de l'entrefer, les températures des flasques et des enceintes sont pondérées en fonction du nombre d'encoches et du nombre de paires de pôles. Autrement dit, les enceintes et les flasques sont traités en totalité et non en parties fragmentées comme pour le reste du modèle.

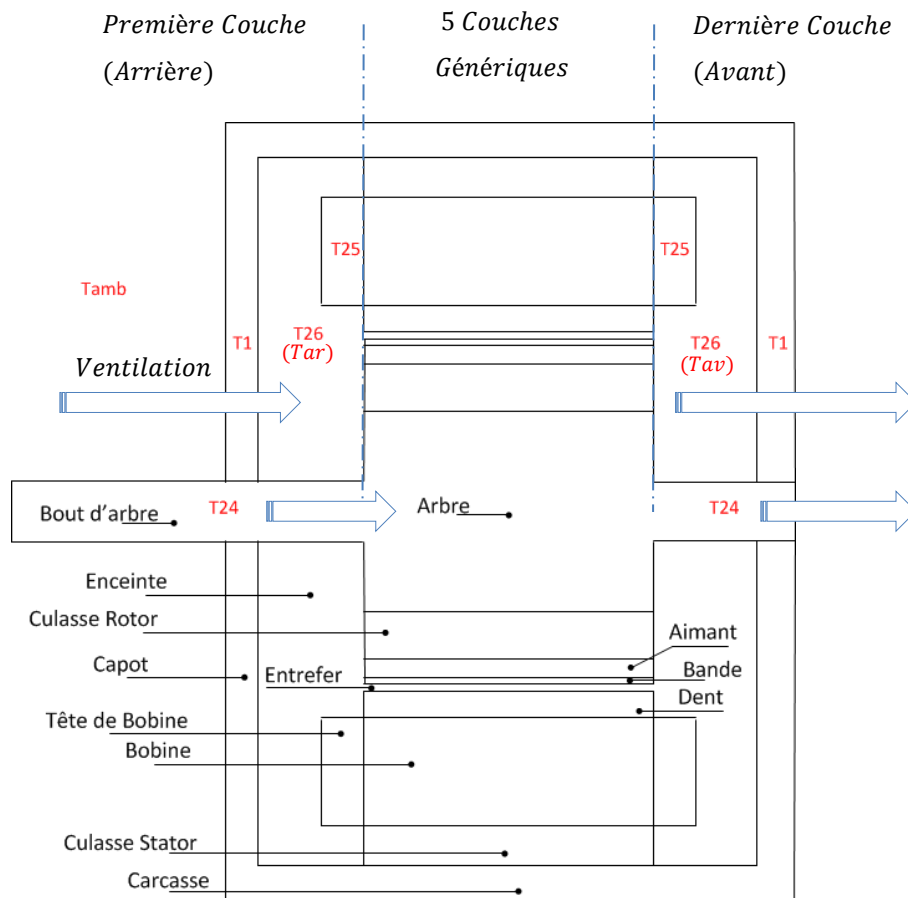


Figure 3.13: Schématisation du modèle global en couche

3.8.3 Coefficient correcteur de la génération de chaleur

Le modèle utilise les sources de pertes qui sont présentées dans le tableau 3.3. Elles se distinguent par leur localisation dans la machine. Le niveau de pertes appliqué sur un élément est ajusté en fonction de la portion volumique de celui-ci sur la structure totale qui génère la chaleur. Ainsi, une fraction des pertes totales est utilisée dans le modèle en fonction de la fraction de la machine représentée et est également

répartie dans chacune des couches du modèle. Malgré cela, la discrétisation du circuit thermique n'est pas suffisante pour pouvoir utiliser les valeurs réelles de pertes, comme cela a été expliqué dans la section 3.5

Tableau 3.3 : Distribution des pertes dans le circuit thermique général

<i>Pertes [W]</i>	<i>Localisation</i>
<i>Joule</i>	<i>bobine et tête de bobine</i>
<i>Magnétique stator</i>	<i>circuit magnétique du stator</i>
<i>Magnétique aimants</i>	<i>aimant inséré et exposé</i>
<i>Magnétique rotor</i>	<i>circuit magnétique du rotor</i>
<i>Mécanique, aérodynamique</i>	<i>cale et la frette</i>
<i>Mécanique, friction roulement</i>	<i>flasque</i>

L'utilisation de couches du modèle s'apparente à une approche minimaliste de la méthode nodale et se compare mathématiquement à la méthode des volumes finis. Cette approche constitue un cas particulier de la méthode des volumes finis avec un maillage grossier (figure 3.8). Au sens de la méthode numérique, l'approche utilisée possède des faiblesses puisque les éléments du modèle peuvent avoir des facteurs de dimensions très différents. Cela correspond à un maillage de mauvaise qualité. De plus, le modèle se réduit à un minimum d'éléments ce qui empêche la méthode numérique de converger vers une solution plausible. C'est pourquoi il n'est pas possible d'utiliser le système directement: il faut ajuster des paramètres de correction afin de minimiser l'impact de la discrétisation grossière et la forte différence de dimensions entre les éléments.

La méthode privilégiée est d'ajuster les niveaux de pertes de chacun des éléments. Compte tenu de la variabilité des topologies étudiées, il est difficile de définir des coefficients qui sont valides pour l'ensemble des géométries. L'approche favorisée est de définir une fonction qui permet d'obtenir des coefficients correcteurs en fonction des dimensions de l'élément.

La méthode consiste à utiliser un circuit thermique élémentaire d'une cellule dans un plan bidimensionnel pour déterminer le niveau de pertes à appliquer pour obtenir la température moyenne de l'élément sur le nœud central. Le réseau de résistances élémentaire est présenté dans la figure 3.14. Il est composé de résistances thermiques de conduction telles que définies dans le tableau 3.1 et d'une source de chaleur $Q_{Réel}$ appliquée sur le nœud central. Finalement, l'équation d'équilibre du nœud central (3.15) est définie par les dimensions géométriques de l'élément élémentaire.

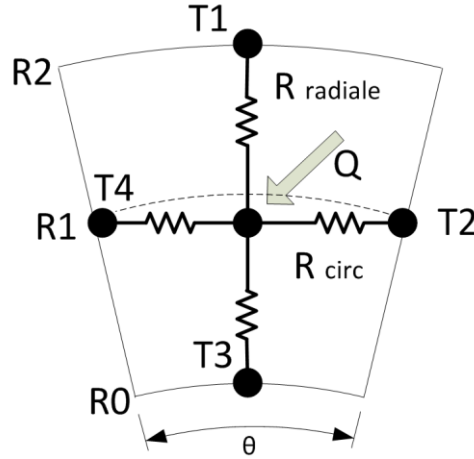


Figure 3.14 : Circuit thermique d'une cellule élémentaire 2D

$$Q_{adj} = -\frac{(T_1 - T_m)\theta k}{\ln(R_2/R_1)} - \frac{(T_3 - T_m)\theta k}{\ln(R_1/R_0)} - \frac{4(T_4 - T_m)(R_2 - R_0)^2 k}{(R_2^2 - R_0^2)\theta} - \frac{4(T_2 - T_m)(R_2 - R_0)^2 k}{(R_2^2 - R_0^2)\theta} \quad (3.15)$$

Les différences de températures sur toute la périphérie de la cellule sont considérées suffisamment faibles pour supposer l'ensemble uniforme. Avec cette simplification, l'équation d'équilibre devient (3.16).

$$Q_{adj} = (T - T_m)k \left[-\frac{\theta}{\ln(R_2/R_1)} - \frac{\theta}{\ln(R_1/R_0)} - \frac{8(R_2 - R_0)^2}{(R_2^2 - R_0^2)\theta} \right] \quad (3.16)$$

Donc pour obtenir la température moyenne réelle de la cellule, il faut ajuster la quantité de chaleur Q_{adj} à une valeur inférieure à la quantité réelle $Q_{Réel}$. Le facteur déterminé selon les hypothèses posées prend la forme d'une fonction qui dépend de la conductibilité thermique, de l'angle d'ouverture de l'élément et du rapport entre son rayon extérieur et intérieur.

$$\frac{Q_{Réel}}{Q_{adj}} = F_Q = fct(\theta, R_2/R_0, k) \quad (3.17)$$

840 simulations numériques ont été réalisées dans le but de déterminer l'interdépendance de cette fonction. Les résultats sont présentés dans la figure 3.15. La conductibilité thermique a une influence sur l'étendue du facteur de correction. L'aspect des deux courbes est semblable mais les valeurs obtenues sont différentes. En effet, l'utilisation d'une conductivité thermique élevée dans l'analyse mène à des valeurs de correction plus élevées et plus étendues par rapport à ce qui est obtenu avec une conductibilité thermique plus faible. Comme il a été présenté dans le chapitre 2, la majorité des parties de la machine susceptibles de produire de la chaleur ont des conductibilités thermiques près de 25 [W/m°C] : les coefficients sont extraits avec cette valeur. Une courbe d'ajustement polynomiale a été déterminée à l'aide de MATLAB et les coefficients sont présentés en annexe 5. Les facteurs obtenus varient de 1 à 2.6.

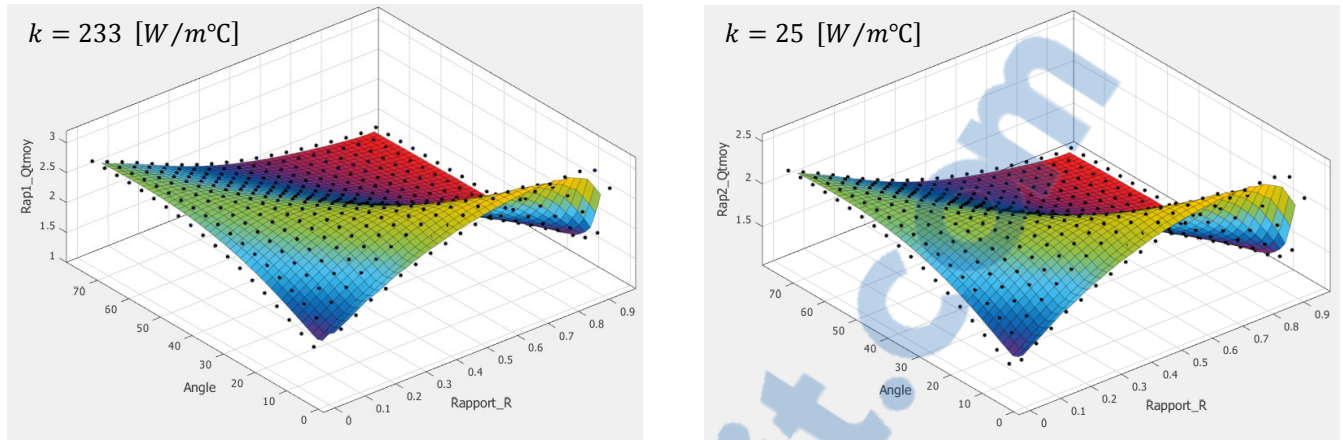


Figure 3.15: Rapport du niveau réel de génération de chaleur sur le niveau ajusté

La même approche est appliquée en supposant que les échanges circonférentiels sont nuls. L'équation (3.16) devient (3.18) et les graphiques obtenus sont montrés dans la figure 3.16. Les deux courbes sont pratiquement identiques ce qui suggère que la conductibilité thermique n'a aucun effet sur les coefficients correcteurs. De plus, le facteur de correction obtenu est égal à 1.3, peu importe les dimensions géométriques.

$$Q_{adj} = (T - T_{moy})k \left[-\frac{\theta}{\ln(R_2/R_1)} - \frac{\theta}{\ln(R_1/R_0)} \right] \quad (3.18)$$

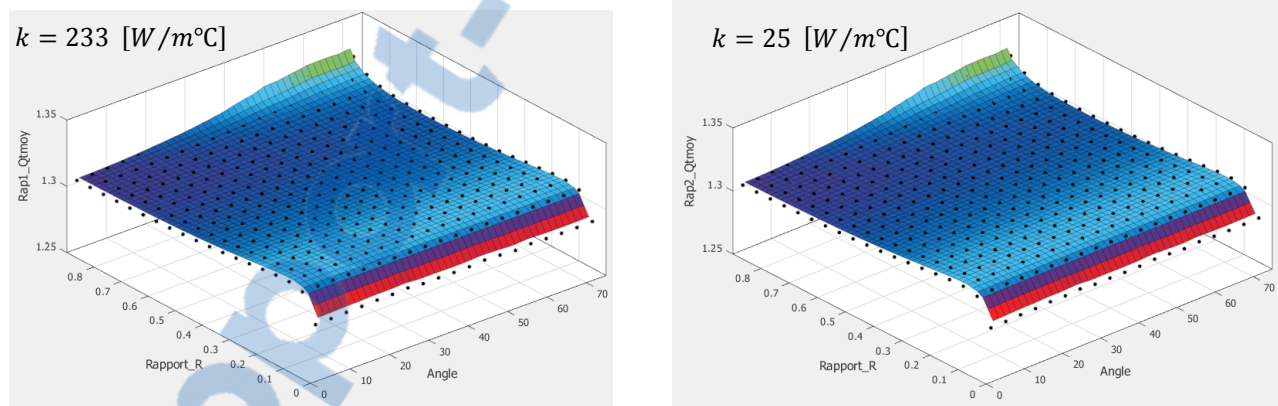


Figure 3.16: Rapport température maximum sur la température moyenne

Pour des fins de simplification, l'analyse a été conduite selon un plan, or le modèle utilise des éléments tridimensionnels. Il est possible que la composante axiale ait un impact non négligeable sur les coefficients de correction. Pour le confirmer, il faut confronter le modèle à des résultats expérimentaux.

$$Q_{adj} = \frac{Q_{Réel}}{C_a \cdot F_Q} \quad (2.8)$$

3.9 Conclusion

La modélisation thermique des machines électriques avec la méthode nodale présente plusieurs avantages indéniables dans une approche de conception, comme sa simplicité et sa rapidité de résolution. Les circuits thermiques se comparent en tout point aux circuits électriques où les éléments constitutifs sont des résistances thermiques, des capacitances thermiques et les sources de chaleur. Il existe plusieurs types de résistance thermique qui permettent de modéliser des phénomènes de conduction, de convection et de ventilation. L'application de la génération de chaleur dans un modèle thermique est un enjeu majeur et constitue l'un des principaux défis avec la détermination des paramètres critiques. Normalement, les circuits thermiques qui caractérisent le comportement des machines ne respectent pas l'hypothèse du gradient nul qui stipule que la température doit être uniforme au sein d'un élément du circuit. Deux approches sont possibles pour résoudre cette impasse, soit d'augmenter la discrétisation ou d'appliquer des niveaux de pertes artificiellement diminués pour obtenir les véritables températures moyennes. La méthode mathématique pour construire le système et le résoudre a été présentée tant pour des analyses en régime permanent qu'en régime transitoire.

Un circuit thermique général a été proposé pour des machines synchrones à aimants permanents. Le modèle divise la machine en plusieurs couches dans un plan perpendiculaire à l'axe de rotation. Chacune des couches est un circuit thermique en soi et est construite à partir de sous modèles thermiques d'un stator, d'un rotor et de l'arbre d'une machine. Deux configurations des couches sont réalisées afin de modéliser des machines à rotor interne ou à structure inversée. Le traitement en couche du modèle facilite la structuration mathématique du problème. Une fois assemblées, les couches forment un circuit thermique complet de machine. Finalement, des coefficients d'ajustement des pertes sont proposés pour améliorer la précision du modèle.

4 Modélisation thermique complète

4.1 Introduction

Le modèle de circuit thermique complet d'une machine électrique doit impérativement être validé par des données empiriques avant d'être utilisé pour des analyses ou de la conception. Cependant, la réalisation d'essais thermiques comporte aussi plusieurs défis pour obtenir de bonnes mesures. Pour la validation d'un modèle, il faut réaliser des essais thermiques avec des mesures de température aux points critiques de la machine et avoir une connaissance approfondie des pertes et de leur localisation. Plus les informations sur la machine sont nombreuses et plus la validation est précise.

Ce chapitre vise à valider les estimations du modèle thermique proposé en l'appliquant à un exemple pratique. On montre aussi quelques possibilités qu'offre ce modèle pour la conception des machines à aimants permanents. Pour commencer, nous présentons le banc d'essai et la machine qui ont été utilisés pour cette étude. Les problèmes liés aux mesures de température dans des machines électriques sont aussi décrits, tout particulièrement dans le cas de l'utilisation des thermocouples. Des essais à vide de la machine ont été conduits avec différentes configurations de refroidissements pour analyser leur effet sur le comportement global de la machine. L'un des essais réalisés est utilisé pour valider le modèle thermique complet. Nous appliquons ensuite le modèle, pour simuler différentes stratégies de refroidissement et définir leur effet sur un fonctionnement en charge de la machine. Une étude comparative permet d'évaluer différentes topologies et d'analyser l'influence de certains paramètres thermiques critiques comme la conductibilité thermique du bobinage. Nous comparons aussi une machine à rotor externe et une machine à rotor interne pour déterminer les avantages thermiques de chacune d'elles. L'utilisation du modèle dans un processus d'optimisation est abordée et des critiques sont formulées à la lumière des éléments exposés dans le cadre de cette étude.

4.2 Description du banc d'essai

Les études thermiques ont été réalisées sur un moteur électrique conçu au Laboratoire. Ce moteur est composé de deux machines identiques montées sur le même arbre et placées dans la même carcasse. Une représentation du moteur est présentée dans la figure 4.1. Le but de ce dispositif est de faire fonctionner une machine comme moteur et l'autre comme alternateur afin de mesurer précisément les pertes par des bilans de puissance électrique, selon les conditions d'opération. Chacun des rotors est composé de quatre paires de pôles montés en surface. Les aimants sont de type Néodyme, avec une aimantation rémanente de 1.35 Tesla à température ambiante. Le stator est composé de neuf encoches. L'inducteur de chacun des

stators est triphasé et réalisé à l'aide de bobines concentriques ayant un coefficient de remplissage de 0.26. Les dimensions géométriques de cette machine se trouvent en annexe 6.

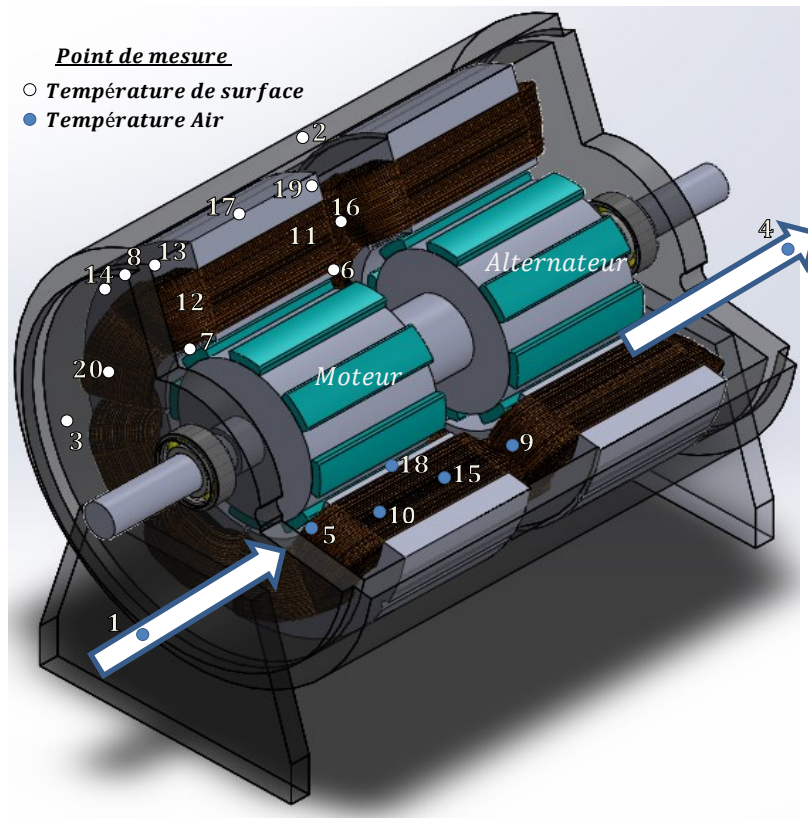


Figure 4.1: Vue de coupe du moteur avec le placement des différents thermocouples

Le refroidissement de la carcasse extérieure est réalisé par convection naturelle et par radiation. Celle-ci est peinte afin d'obtenir une émissivité avoisinant 0.98. Un trou de dix millimètres de diamètre, de part et d'autre du moteur, permet d'y faire circuler de l'air sous pression. Dans le cadre du projet, vingt thermocouples ont été placés dans la machine. L'ensemble des points de mesure des températures sont présentés dans le tableau 4.1 et dans la figure 4.1.

Une fenêtre amovible a été réalisée dans l'un des flasques afin de voir l'intérieur de moteur. L'utilisation de la thermographie peut être utilisée pour déterminer la température de la surface latérale des aimants de la première machine, comme démontré dans la figure 4.2. Les essais qui ont été réalisés montrent que le refroidissement est très peu performant et laisse place à beaucoup d'amélioration. En effet, d'importantes élévations de température ont été obtenues pour un fonctionnement à vide.

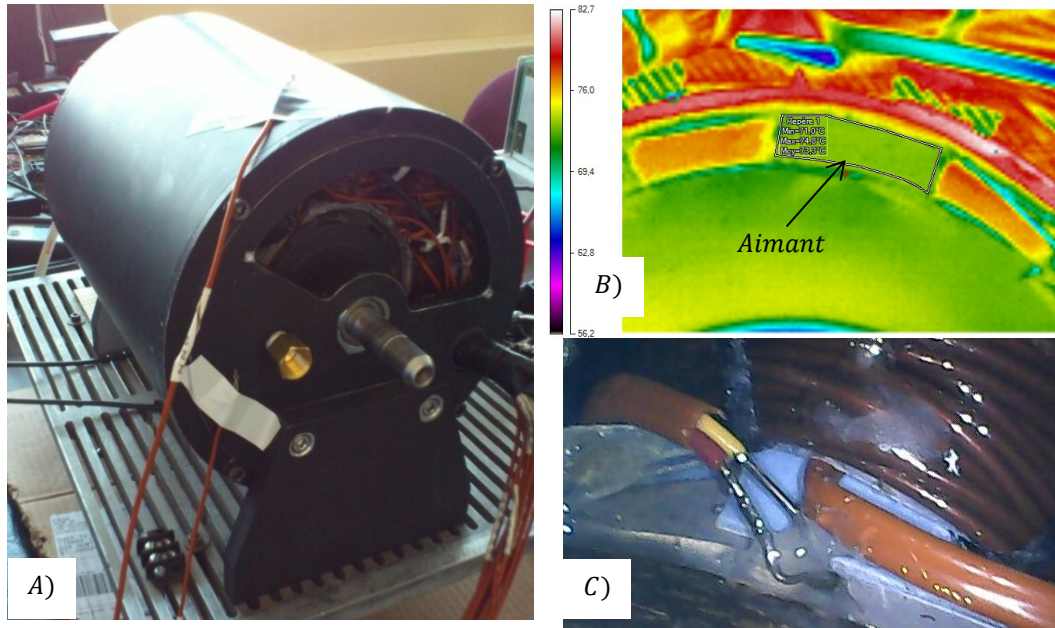


Figure 4.2 : A) Banc d'essai de la MSAP conçu au LEEPCI, B) Thermographie de la surface du côté latéral du rotor après un régime permanent d'un essai à vide à 5000RPM, C) Exemple de placement d'un thermocouple au bout de la dent et un autre sous la tête de bobine

Tableau 4.1: Description des points de température et leur équivalence au niveau du modèle thermique

#	Description	Températures Modèle	Couche Modèle	#	Description	Températures Modèle	Couche Modèle
1	Air, Ambiante	T_{amb}	—	11	Surface de la dent derrière une tête de bobine	T_6	7 ^{er}
2	Carcasse	T_2	4 ^e	12	Surface de la dent derrière une tête de bobine	T_6	1 ^{er}
3	Capot Arrière	T_1	1 ^{er}	13	Culasse Stator	T_3	1 ^e
4	Air, Sortie du moteur	—	—	14	Culasse Stator	T_5	1 ^e
5	Air, Enceinte Arrière	T_9	1 ^{er}	15	Air, Canal entre les bobines	T_8	2 ^e
6	Bout de dent	T_9	7 ^e	16	Tête de bobine	T_{25}	7 ^e
7	Bout de dent	T_4	1 ^{er}	17	Culasse du stator	T_3	4 ^e
8	Culasse Stator	T_4	1 ^{er}	18	Air, Entre deux bouts de dent	T_{11}	4 ^e
9	Air, Enceinte milieu	T_{26}	7 ^e	19	Culasse Stator	T_5	7 ^e
10	Air, Canal entre les bobines	T_8	5 ^e	20	Tête de bobine	T_{25}	1 ^{er}

4.2.2 Les capteurs de température

Il existe plusieurs types de thermocouples qui sont définis par rapport à la combinaison des alliages utilisés. Le plus commun est formé de Chromel et d'Alumel. Il est désigné par le code ANSI, K. Sa popularité tient à sa linéarité sur les gammes de température entre 0 à 250 °C et du fait qu'il est bon marché.

Un thermocouple est ni plus ni moins qu'un circuit thermoélectrique, où se produisent trois phénomènes. Le premier se nomme l'effet Seebeck et produit une différence de potentiel lorsque les deux jonctions d'alliage sont soumises à une différence de température et que le circuit est ouvert. Autrement dit, le thermocouple ne fournit pas d'information sur la température d'une des jonctions, mais sur la différence entre celles-ci. L'utilisation d'une jonction comme référence permet indirectement de déduire la température de l'autre jonction. La plupart des appareils conçus pour l'utilisation de thermocouple intègrent cette stratégie. Sur la plage de température d'un thermocouple de type K, le coefficient d'effet Seebeck est de l'ordre de 40 [mV/°C].

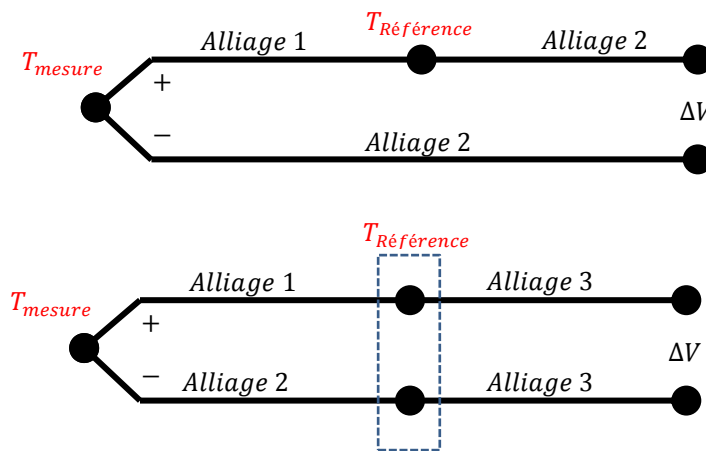


Figure 4.3 : Deux schémas équivalents d'un branchement de thermocouple

Le deuxième phénomène est néfaste, il se nomme l'effet Peltier. Lorsqu'un courant circule dans une jonction, il se produit une absorption ou une dissipation de la chaleur qui fausse la lecture. Lorsqu'il existe un gradient de température le long du thermocouple, il se produit, sous l'influence combinée de l'effet Seebeck et Peltier, un transfert thermique entre le conducteur et le milieu environnant : ceci se nomme l'effet Thomson. Les deux derniers phénomènes sont généralement négligeables, car normalement l'importante impédance des voltmètres utilisés dans la mesure de tension évite la circulation de courant dans le thermocouple.

Au-delà des effets thermoélectriques, une circulation de courant, selon son intensité, peut produire suffisamment de pertes Joule pour rendre la lecture complètement erronée. La dimension de la jonction va

déterminer la réponse dynamique du capteur; de petits fils avec une petite jonction posséderont une capacité thermique faible ce qui assurera une rapidité de réponse et vice versa pour des conducteurs à grandes dimensions avec une jonction de taille importante.

Un thermocouple devrait être isolé électriquement du dispositif sous test, si possible, pour éviter des courants de boucle de masse, des problèmes de tension de mode commun, de tension induite et de courant induit. Dans une application de machine électrique, selon l'emplacement du capteur, celui-ci peut être soumis à d'importants champs magnétiques qui rajoutent du bruit sur le signal par un effet de couplage inductif. Il est préférable d'utiliser une stratégie de blindage adapté. Toutefois, dans le cadre de ce projet, les thermocouples ne sont ni torsadés ni blindés. Nous avons constaté que plusieurs des capteurs installés dans la machine subissent un bruit important de même fréquence que la rotation de la machine. Lorsque la machine atteint une vitesse de 5000 RPM, l'effet est suffisamment atténué pour être négligé.

Il existe d'autres sondes de température moins sensibles au bruit magnétique comme les détecteurs à variation de résistance électrique communément appelés sondes RTD. Il existe également des thermistors qui fonctionnent selon le même principe, mais ils sont fortement non-linéaires. Ces capteurs doivent être associés à un montage de pont de Wheastone ou un multimètre permettant une mesure avec la méthode à quatre fils.

Au-delà des considérations électrique et magnétique, le montage des thermocouples peut également introduire des erreurs de mesure. Pour leur installation dans la machine, nous avons enveloppé et collé les thermocouples avec une colle époxy. La colle n'a pas une bonne conductibilité thermique et agit comme un isolant. En effet, la colle isole thermiquement le capteur du milieu ambiant et rajoute une résistance thermique entre le point de mesure et le capteur. Pour un régime transitoire, cette résistance va introduire un retard sur la réponse thermique. Pour un régime permanent, si le capteur est bien isolé du milieu avoisinant, la résistance de contact ne produira pas d'erreur sur la mesure puisque le flux thermique échangé devient nul. Nous avons ajouté les capteurs après la fabrication du moteur ce qui ne favorise pas la qualité de leurs montage. C'est pourquoi il faut demeurer critique sur la précision des résultats expérimentaux obtenus. L'ensemble des mesures a été réalisé avec un *Fluke Hydra 2620A* et un *module d'entrée 2645A* offrant une précision de $\pm 0.45^{\circ}\text{C}$, avec une résolution de 0.1°C .

4.2 Modélisation simplifiée du régime transitoire

Pour éviter que la température du moteur dépasse des seuils sécuritaires dans un contexte expérimental, il est très commode d'utiliser une modélisation simplifiée du régime transitoire. Généralement, l'augmentation de température pendant le régime transitoire évolue de manière prévisible. En se basant sur une analyse avec des hypothèses grossières, il est possible de représenter cette évolution dans le temps par

un développement mathématique simple. La démarche consiste à utiliser sur un volume l'équation d'équilibre (5.1) présentée dans la section 2.6. L'équilibre thermique se définit à l'aide d'une équation différentielle de premier ordre linéaire et non homogène qui suppose que la génération de chaleur est indépendante du temps et de la température, que le coefficient de dissipation thermique demeure constant dans le temps et que la radiation est négligeable. Après la résolution de (5.2) on obtient (5.3) :

$$V\rho C_p \frac{dT(t)}{dt} = H_t A (T(t) - T_{amb}) + Q \quad (5.1)$$

$$\frac{dT}{dt} - \frac{H_t A}{V\rho C_p} T(t) = \frac{H_t A T_{amb}}{V\rho C_p} + \frac{Q}{V\rho C_p} \quad (5.2)$$

$$T(t) = e^{-\left(\frac{H_t A}{V\rho C_p} t\right)} + \left(\frac{Q}{H_t A} + T_{amb}\right) + Cte \quad (5.3)$$

En imposant comme condition initiale que la température au temps zéro est égale à la température initiale T_I , l'équation (5.3) devient (5.4).

$$T(t) = e^{-\left(\frac{H_t A}{V\rho C_p} t\right)} \left(T_I - T_{amb} - \frac{Q}{H_t A}\right) + \left(\frac{Q}{H_t A} + T_{amb}\right) \quad (5.4)$$

$$\tau_{th} = \frac{H_t A}{V\rho C_p} \quad (5.5)$$

La formule (5.4) décrit l'évolution de la température autant pour un échauffement que pour un refroidissement. Si l'échauffement se produit à partir de la température ambiante ou subit un refroidissement en l'absence de pertes, l'expression de la température en fonction du temps se traduit respectivement par (5.6) et (5.7).

$$T(t) = \frac{Q}{H_t A} \left(1 - e^{-\left(\frac{H_t A}{V\rho C_p} t\right)}\right) + T_{amb} \quad (5.6)$$

$$T(t) = T_{amb} + e^{-\left(\frac{H_t A}{V\rho C_p} t\right)} (T_I - T_{amb}) \quad (5.7)$$

Les constantes de temps (5.5) des systèmes thermiques sont très grandes et il faut généralement patienter pendant plusieurs heures avant d'obtenir un régime permanent. Physiquement, cette valeur correspond au rapport entre la dissipation en Watt par Kelvin et la capacité thermique du corps à l'étude, en Joule par Kelvin. Généralement, on suppose qu'un système atteint le régime permanent après trois fois sa constante de temps.

Tableau 4.2: Régime transitoire et permanent en fonction de la constante de temps

	Régime Transitoire			Régime Permanent			
τ	1	2	3	4	5	6	...
% Valeur RP	63.21	86.46	95.02	98.17	99.33	99.75	99.99

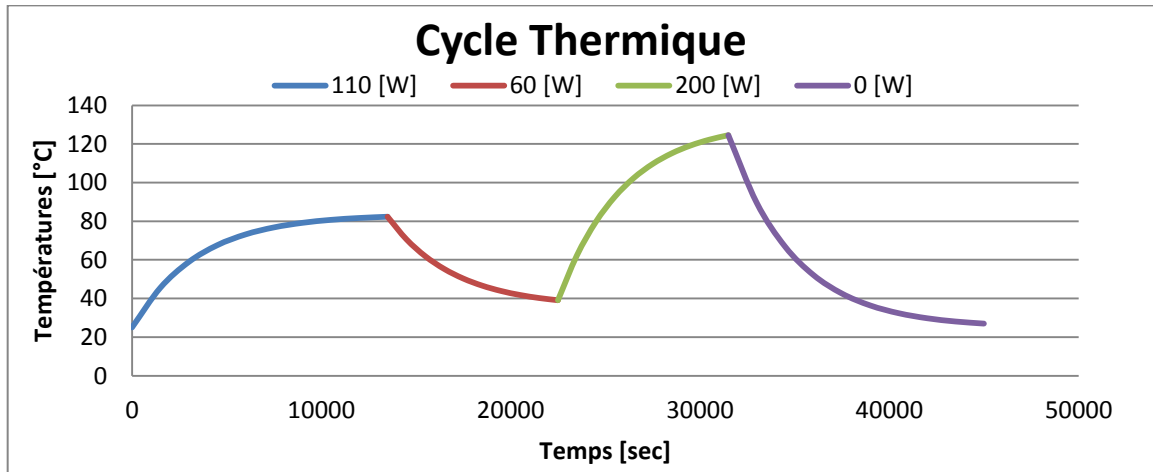


Figure 4.4: Approximation de Température pour des Cycles thermiques

Dans un contexte de conception d'une machine à entraînement à vitesse variable, les conditions d'opération changent trop vite pour atteindre un régime permanent, ce qui signifie que le moteur demeure toujours dans un état thermique transitoire. L'expression (5.4) permet de simuler des cycles d'utilisation en fonction des pertes produites dans le moteur et du niveau de dissipation thermique lorsque celui-ci dépend de la vitesse. La figure 4.4 montre un exemple de fonctionnement avec quatre cycles. Les paramètres de l'équation ont été définis expérimentalement à l'aide de la méthode des moindres carrés avec un essai à vide. Ces valeurs correspondent à un coefficient de dissipation de $H = 7.73 [W/m^2K]$ et une capacité thermique de $\rho \cdot C_p = 0.07 [KJ/m^2K]$.

Bien entendu, cette approche a ses limites mais demeure une avenue intéressante pour la conception de machines dans lesquelles il existe de faibles gradients de température. Il est préférable d'utiliser un modèle thermique plus élaboré dans le cas des machines de moyennes et grandes dimensions dont les distributions de pertes varient suivant les cycles de fonctionnement.

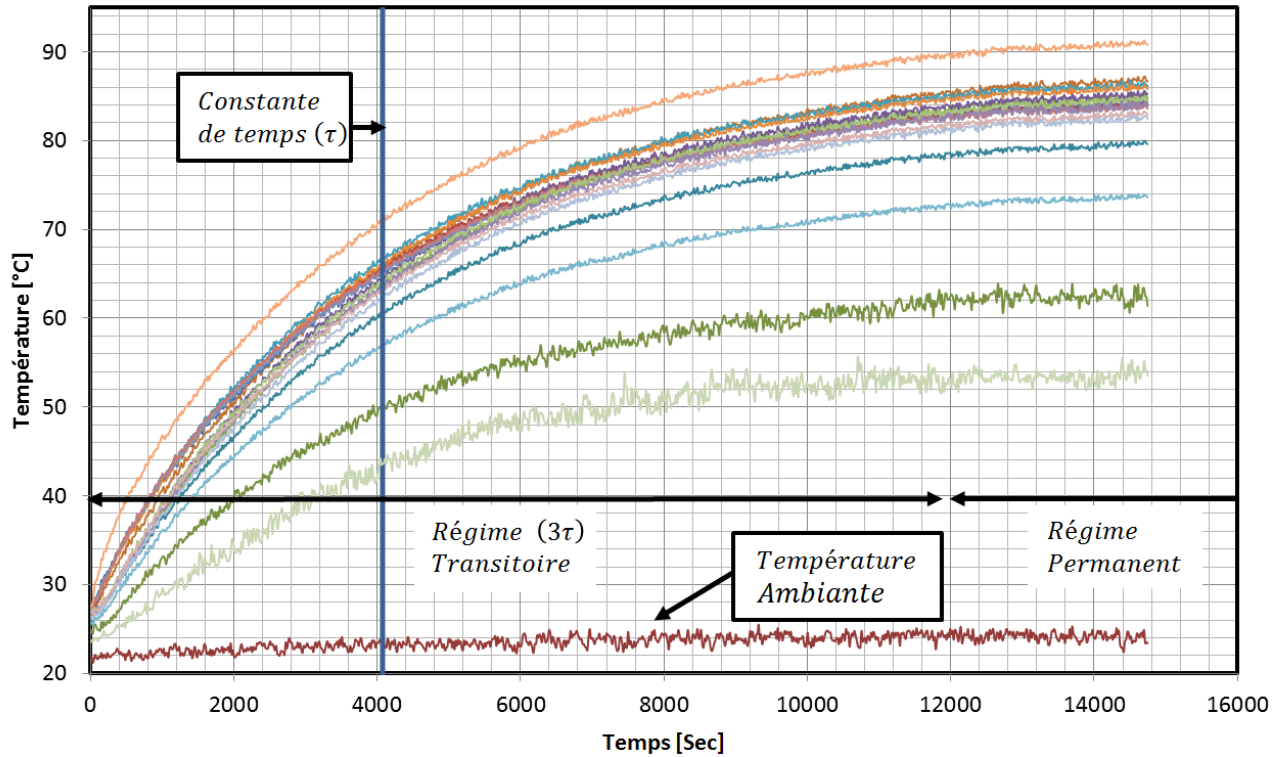


Figure 4.5 : Résultats expérimentaux, essai à vide 5000RPM machine fermée 129W de pertes

Dans le cadre de ce travail, nous nous intéressons plus particulièrement aux températures en régime permanent. En utilisant les méthodes des moindres carrés et l'équation (5.4), il a été possible d'estimer les températures en régime permanent. Cette approche a l'avantage de réduire le temps d'expérimentation et de filtrer le bruit des signaux mesurés. Cela permet aussi de tester des conditions de fonctionnement particulières, pendant un laps de temps restreint. On peut ensuite déterminer si le fonctionnement est viable en régime permanent, sans risquer d'endommager le moteur.

4.3 Essais expérimentaux

Le tableau 4.3 regroupe les résultats pour des essais à vide à 5000 RPM avec différents débits d'air. Les pertes totales sont l'ensemble des pertes produites par le moteur et l'alternateur. La distribution des pertes entre les deux machines est inégale. Le côté moteur a produit 53% plus de pertes que le côté alternateur. En effet, l'ondulation de courant liée à la modulation de largeur d'impulsion produit des pertes fer au rotor et des pertes par courant de Foucault dans les aimants. Dans tous les essais, la température maximale mesurée se trouve au point de mesure 18 qui correspond à la température de l'air entre deux bouts de dents au centre de la machine moteur. De même, la température la plus faible est toujours celle du point de mesure 3 qui correspond à la température extérieure du flasque. Les résultats obtenus permettent d'apprécier l'effet de l'injection d'air sous pression dans la machine. Ils montrent que la différence de

température avec le point le plus chaud mesuré et le point le plus froid tend à diminuer avec l'augmentation de l'injection d'air. Cette injection d'air réduit significativement les températures maximale et minimale. La proportion de l'énergie dissipée avec l'injection d'air augmente rapidement et diminue la proportion de l'énergie dissipée par convection et par radiation.

Tableau 4.3: Résultats expérimentaux pour des essais à vide 5000RPM pour différentes configurations de refroidissement

Débit de l'Air injecté		Température			Pertes	Dissipations						
Volumique	Massique	T_{max}	T_{min}	ΔT	Q_{tot}	Convection Naturelle			Radiation [$\epsilon = 0.98$]		Air Forcé	
CFM	[g/s]	[°C]	[°C]	[°C]	[W]	[W/m ² K]	[W]	%	[W]	%	[W]	%
0	0	91	54	37	205.7	18	148	72%	58	28%	0	0%
1	0.72	86	56	30	210.9	15	118	56%	57	27%	36	17%
2	1.36	79	53	26	214.2	13	96	45%	52	24%	67	31%
3	2.23	71	47	24	219.6	13	84	38%	43	20%	92	42%
4	3.04	66	44	22	222.0	12	71	32%	39	18%	111	50%

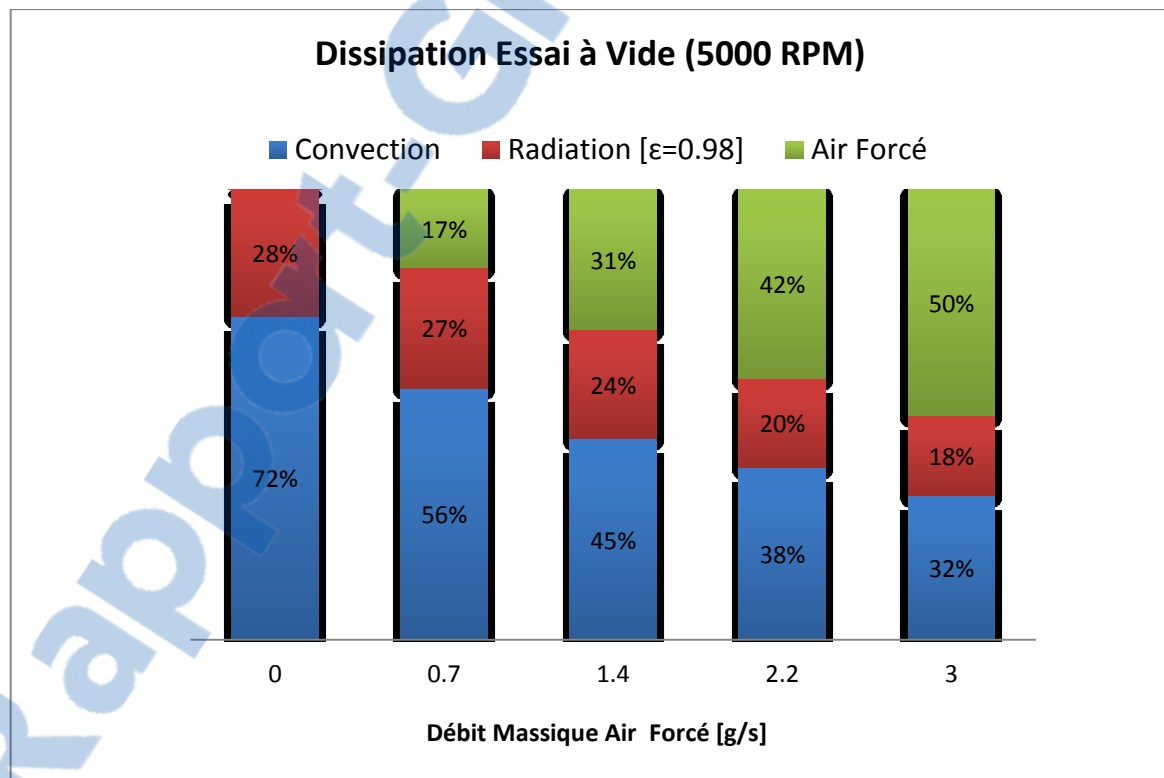


Figure 4.6 : Résultat expérimentaux pour essais à vide 5000 RPM pour différents niveaux d'injection d'air

Le coefficient de convection du tableau 4.3 a été déterminé selon les résultats expérimentaux et correspond à une moyenne de la dissipation par convection naturelle sur toutes les surfaces extérieures du moteur. De manière théorique, en se basant sur les expressions présentées dans la section 2.4, le coefficient de convection est environ trois fois plus faible que celui obtenu de manière expérimentale. Ceci peut s'expliquer par le fait que le moteur est fixé sur un support en aluminium qui reçoit de la chaleur du moteur par conduction thermique et agit comme un radiateur. Ce résultat met bien en évidence le caractère diffus de la transmission de la chaleur. Ainsi, pour une analyse thermique, il peut être nécessaire d'augmenter artificiellement certains coefficients de transfert pour prendre en compte des éléments dissipatifs supplémentaires auxquels le moteur peut transmettre sa chaleur. De plus, comme il a été discuté précédemment, le niveau de dissipation thermique par radiation est généralement du même ordre que le niveau de dissipation par convection naturelle. Les résultats corroborent cet énoncé et confirment que ce mode ne peut pas être négligé dans le cas du moteur à l'étude. Il est à noter que l'énergie fournie pour produire le débit d'air n'est pas incluse dans cette analyse.

Les résultats tendent à montrer que le refroidissement par injection d'air diminue suffisamment la température des aimants pour que cela ait un impact sur le niveau d'induction de la machine. Plus le débit d'air est important et plus les pertes totales de la machine augmentent pour les mêmes conditions de fonctionnement. Ceci s'explique par le fait que l'aimantation rémanente des aimants est dépendante de la température. Une température d'aimant plus faible augmente la production des pertes fer et des pertes par courants de Foucault. La température moyenne des aimants de la machine alternateur a pu être déterminée approximativement pour chacune des expériences en utilisant sa tension à vide. En effet, la tension produite est à l'image du flux créé par les aimants. Connaissant le coefficient de changement de la densité de flux magnétique avec la température des aimants [$0.12\%/^{\circ}\text{C}$], il est possible de déduire la température des aimants. Les résultats sont montrés dans le tableau 4.4. Cette approche est approximative car elle néglige les effets des courants de Foucault sur le niveau d'induction de la machine et l'incertitude du coefficient de changement de la densité de flux magnétique avec la température. La mesure de température au niveau du rotor est compliquée, car il n'est pas possible d'y placer un capteur sans devoir utiliser un mécanisme particulier pour extraire ou enregistrer le signal. Donc cette méthode, bien qu'elle soit approximative, donne une information précieuse sans réaliser de modification sur la machine.

L'injection d'air ne produit pas un refroidissement uniforme au niveau des deux machines. L'alternateur est refroidi par de l'air qui a été préchauffé par la dissipation thermique du moteur. Il est donc normal que la température des aimants du moteur soit inférieure à celle estimée pour l'alternateur.

Tableau 4.4: Température moyenne approximative des aimants de l'alternateur déterminée par rapport à la tension à vide ligne-ligne d'une phase

<i>Débit d'air [CFM]</i>	<i>Tension à vide ligne/ligne [V]</i>	<i>Température Moy aimant [°C]</i>
Condition Initiale	126.1	22
0	115.6	97
1	115.5	97
2	116.0	94
3	117.2	85
4	117.9	80

4.4 Validation du modèle thermique

La validation a été réalisée sur la partie du banc correspondant au moteur qui est instrumenté des différents capteurs de température. Afin d'éliminer l'impact des interactions thermiques entre le moteur et l'alternateur, nous avons effectué des modifications dans le modèle afin que les simulations correspondent aux résultats expérimentaux. Des résistances thermiques très élevées ont été imposées aux endroits où le moteur échange du flux avec l'alternateur, c'est-à-dire via l'arbre et la carcasse. Cette modification signifie que le flux thermique échangé entre le moteur et l'alternateur par ces structures est considéré comme nul. Pour l'essai sans injection d'air, cette approximation est admissible puisque les pertes dans les deux machines sont semblables et ils subissent le même niveau de refroidissement.

Les conductibilités thermiques des différentes composantes de la machine ont été définies selon les valeurs typiques et les méthodes décrites dans les chapitres précédents. Ces variables thermiques sont celles sur lesquelles le degré de confiance peut être le plus élevé. Par conséquent, elles ont été définies une seule fois pour l'ensemble des validations réalisées. Les résistances de contact ont été déterminées selon les valeurs typiques et par la suite ajustées en accord avec les résultats expérimentaux. En effet, les résistances de contact produisent des écarts de température distincts entre les surfaces en contact et il est facile d'ajuster ces valeurs pour retrouver les valeurs expérimentales. La résistance de contact entre les laminations du stator et la carcasse est très importante $0.014[m^2K/W]$, bien en-dessous des valeurs usuelles. Nous avons pu constater que le jeu entre le paquet de laminations et la culasse en aluminium était trop important.

La modélisation de la machine est réalisée avec les coefficients de convection identifiés expérimentalement dans le tableau 4.3. Ces coefficients servent à quantifier le transfert convectif de la carcasse avec l'air ambiant. Les autres coefficients sont déterminés selon les corrélations présentées dans le chapitre 2. Il est difficile de juger de la justesse des coefficients obtenus, cependant ils offrent des ordres de grandeur pour

les estimations. Nous avons constaté que des variations de l'ordre de 10 à 20% de ces coefficients n'ont pas d'impact majeur sur le comportement thermique global de la machine. Par conséquent, des valeurs grossières qui respectant les ordres de grandeur peuvent être utilisées.

Les pertes ont été définies avec des mesures expérimentales; elles sont présentées dans le tableau 4.5. Les résultats expérimentaux ne permettent pas de distinguer les pertes par courants de Foucault, des pertes par hystérésis. Ces pertes ont été estimées avec des simulations par éléments finis et nous pouvons aussi estimer les pertes générées par l'alimentation PWM, dans les aimants et dans la culasse du rotor. Ces simulations montrent la distribution des pertes fer dans les laminations du stator, selon la formulation de Bertotti. Celle-ci est présentée dans la figure 4.7. Le niveau total de pertes obtenues dans la simulation numérique correspond bien à ce qui a été remarqué expérimentalement.

Tableau 4.5 : Pertes Moteur essais à vide 5000RPM

<i>Types</i>	[W]	<i>Localisation</i>
<i>Pertes Joule</i>	1	<i>Dans les bobines</i>
<i>Pertes Fer Stator</i>	123	<i>Dans les tôles du stator</i>
<i>Pertes Aimants</i>	3	<i>Dans les aimants</i>
<i>Pertes Fer Rotor</i>	1	<i>Dans le circuit magnétique du rotor</i>
<i>Pertes aérodynamique</i>	0.25	<i>Sur les surfaces de l'entrefer</i>
<i>Pertes friction Roulement</i>	1	<i>Dans le flasque</i>

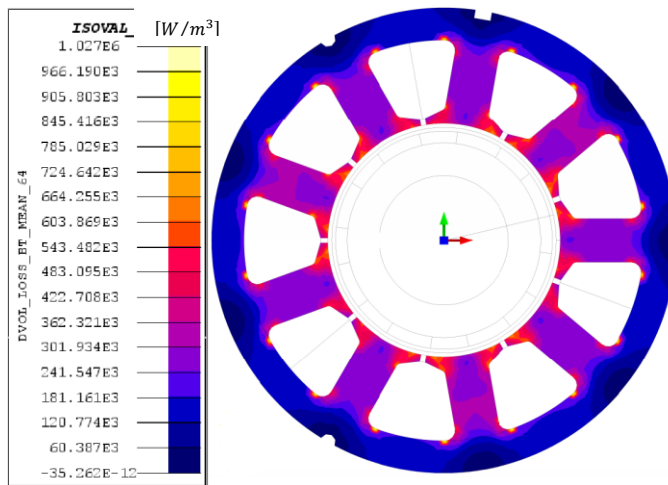


Figure 4.7 : Distribution des pertes magnétique à vide, dans les laminations du stator

Pour faire cette validation, nous avons réalisé un essai à vide sans circulation d'air : cette configuration permettant d'avoir le plus de confiance sur les diverses variables thermiques du moteur. En effet, le fait de ne pas injecter d'air dans le moteur évite de devoir composer avec les incertitudes liées à la répartition de la ventilation dans la machine. Quelques simulations ont suffi pour montrer que le modèle réussit à bien

représenter les tendances thermiques du moteur. Comme il a été discuté dans le chapitre précédent, les résultats d'un modèle thermique sont très sensibles à la quantité de pertes. La validation du modèle s'est concentré sur l'influence de la correction des pertes, leurs distributions et l'effet des flux circonférentiel.

Premièrement, nous avons analysé l'influence de la répartition des pertes pour voir si une distribution de pertes non uniforme produit des résultats différents d'une distribution de pertes uniforme. Les deux distributions de perte utilisée pour les simulations sont présentées dans la figure 4.8. L'image de gauche montre des pertes ajustées en accord avec les résultats de la simulation par élément fini. La plus importante densité de pertes se trouve au niveau des becs d'encoche. L'image de droite montre la totalité des pertes uniformément répartie sur les laminations. D'autre part, nous avons utilisé les coefficients de corrections proposés dans la section 3.8.3 afin de vérifier leur efficacité.

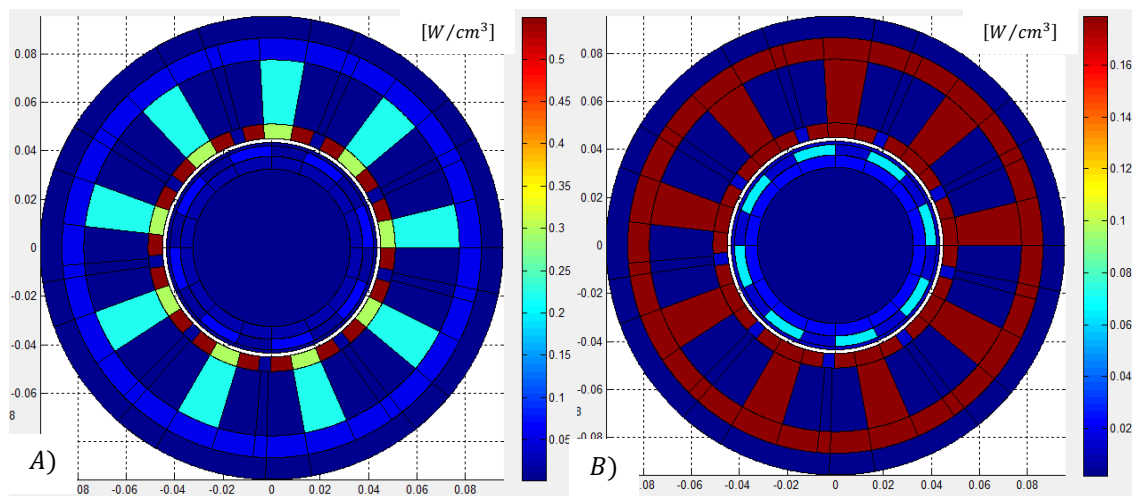


Figure 4. 8: Distribution des pertes selon les pertes définies expérimentalement sur la géométrie simplifiée. A) Distribution ajustée des pertes fer au stator, B) Distribution uniforme des pertes fer au stator

Dans la littérature, on trouve des modèles thermiques dans lesquels, les flux thermiques dans la direction circonférentielle sont négligés et que seuls les flux qui se propagent dans la direction radiale et axiale sont considérés. Cette simplification bidimensionnelle (2D) est testée avec le modèle afin de mettre en lumière l'apport des échanges dans la direction circonférentielle dans le comportement thermique global de la machine.

4.4.1 Résultats

La comparaison entre les températures des différentes simulations et des résultats expérimentaux sont présentés dans le graphique de la figure 4.9. Huit simulations issues du modèle sont comparées avec les résultats expérimentaux. La moitié est réalisée avec la distribution ajustée des pertes fer au stator et l'autre

moitié avec une distribution uniforme. Les numéros de température d'acquisition font référence aux points de mesure définis dans la section 5.3. Toutes les simulations sont réalisées avec exactement les mêmes paramètres thermiques.

Nous constatons que pour les simulations tridimensionnelles, l'application de pertes ajustées par rapport à une distribution uniforme ne produit pas de différence significative sur les résultats. La différence est plus marquée pour les analyses bidimensionnelles. En effet, la distribution des pertes a un impact important sur la localisation de la chaleur et sa capacité à se dissiper en raison du blocage des flux circonférentiels. D'ailleurs, les distributions thermiques obtenues sont très disparates par rapport à celles des analyses 3D.

Pour l'ensemble des simulations réalisées, l'utilisation du niveau réel de pertes conduit à des températures beaucoup plus élevées que celles observées expérimentalement. L'application des coefficients de corrections a eu un effet bénéfique sur l'ensemble des simulations, mais tout particulièrement pour les simulations tridimensionnelles qui ont montré une correspondance marquée avec les résultats expérimentaux. Il y a seulement le capteur 17 qui donne une valeur aberrante. L'erreur la plus importante correspond au capteur 5 qui mesure la température de l'air dans l'enceinte arrière. Il est difficile d'expliquer cette erreur: elle est peut être liée à de mauvais paramètres thermiques, un problème de mesure du capteur ou encore un problème de modélisation. Néanmoins, les autres températures ont montré une erreur moyenne de 1.5°C et démontrent ainsi la qualité de la modélisation.

Ajoutons que dans notre étude il n'a pas été nécessaire d'utiliser le coefficient de correction axiale C_a . Par contre, cela ne signifie pas qu'il ne serait pas utile pour des moteurs plus longs. Le tableau 4.6 rassemble les températures extrêmes obtenues pour chaque simulation. Les températures minimales correspondent toujours à la température de la carcasse et ces valeurs sont directement liées à la quantité de pertes. En effet, dans ce type de configuration de refroidissement, l'énergie générée dans le moteur est extraite par la carcasse. Donc, la température de la carcasse est indépendante du type de simulation réalisé mais dépend plutôt des facteurs de correction appliqués. Ce constat permet d'avoir une méthode rapide de validation sur les niveaux de correction à appliquer.

Les pertes prépondérantes d'un essai à vide sont dans le circuit magnétique du stator; il est donc logique d'y trouver les températures les plus élevées. L'ensemble du stator a une température très uniforme. La partie avant de la machine est légèrement plus chaude que la partie arrière ce qui est causé par l'effet de l'alternateur. Les résultats de simulation montrent que la température du rotor dépend de la température de l'air interne. En effet, le rotor est le siège de faibles pertes et son pouvoir dissipatif est très élevé en raison des coefficients d'échange par convection, qui sont très importants, dans l'entrefer et sur les surfaces

latérales du rotor. Néanmoins, la frette, qui est constituée de kevlar, possède une mauvaise conductibilité thermique et agit comme un isolant. Elle limite les échanges avec l'air de l'entrefer, ce qui risque d'avoir un impact notable si les pertes des aimants deviennent significatives.

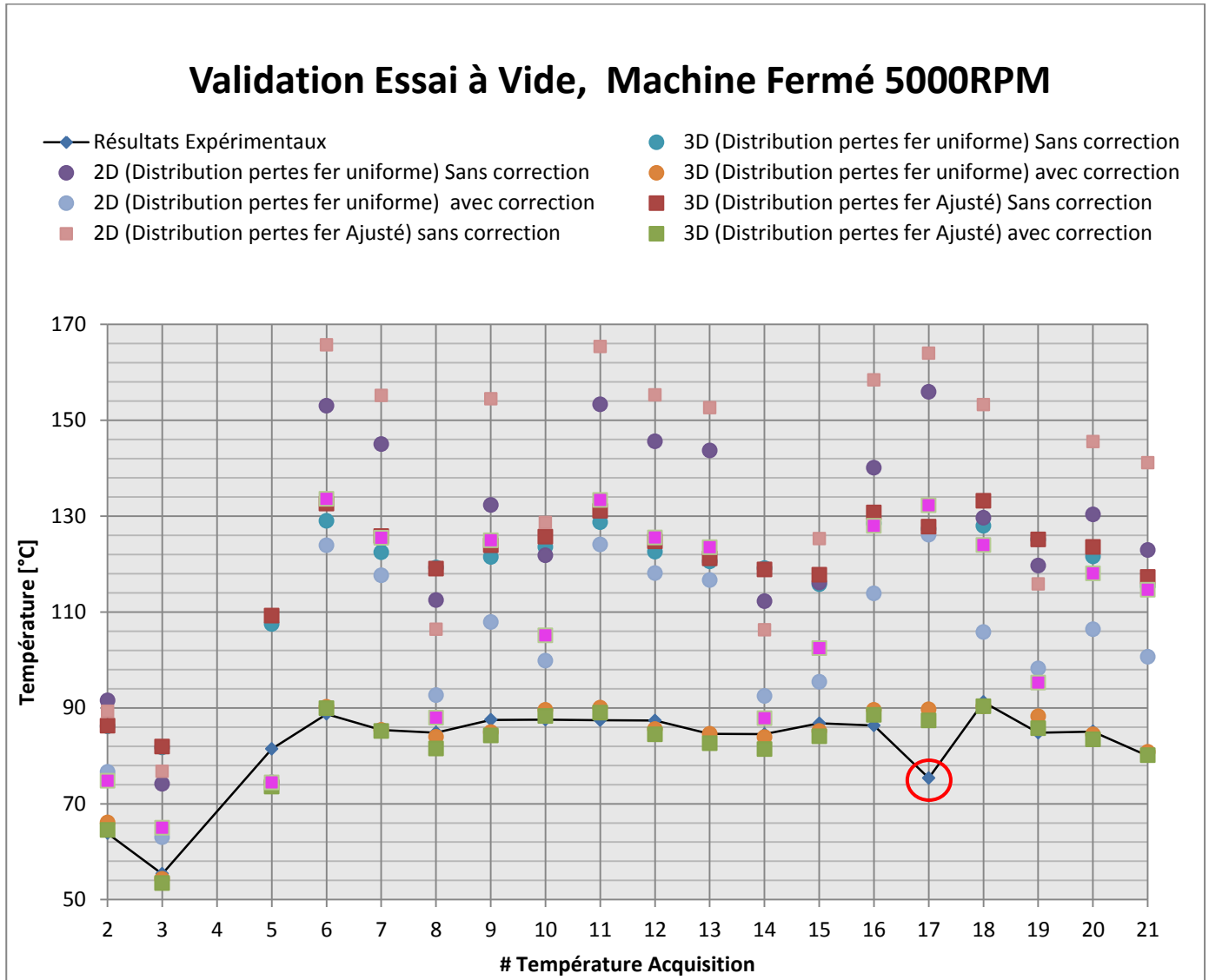


Figure 4.9 : Comparaison des simulations avec les résultats expérimentaux

Il est toujours possible d'améliorer les résultats du modèle en réglant sur les paramètres thermiques et sans atteindre des valeurs aberrantes. Les paramètres thermiques peuvent s'avérer très variables d'une machine à l'autre selon les procédés de fabrication et la topologie utilisée. Il est important d'ajuster le modèle par des mesures sur des machines similaires avant d'envisager la conception ou l'optimisation d'un moteur.

Tableau 4.6 : Tableau comparatifs des huit simulations réalisées

Température Max [°C]	Pertes Ajustées				Pertes Uniformes			
	3D	3D	2D	2D	3D	3D	2D	2D
	-	C	-	C	-	C	-	C
<i>Bobine</i>	136	89	158	128	134	90	140	114
<i>Tôles</i>	139	91	208	166	135	91	158	128
<i>Aimants</i>	121	82	143	116	119	83	125	102
<i>Maximum Global</i>	139	91	208	166	135	91	158	128
<i>Minimum Global</i>	74	53	77	65	73	54	74	63
<i>Écart</i>	65	38	132	101	61	37	84	65

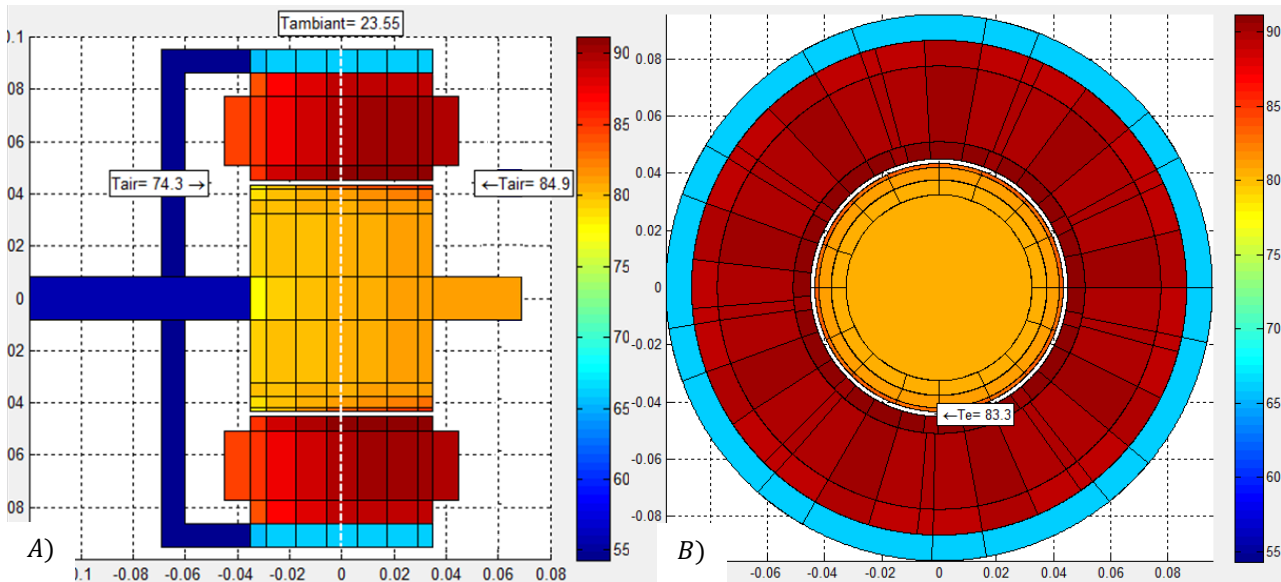


Figure 4.10 : Distribution de température de l'essai à vide sans injection d'air avec les pertes ajustées et corrigées, A) Vue axiale de la machine, B) Vue de coupe au centre de la machine

L'injection d'air a d'importantes répercussions sur la distribution de température du moteur. Les simulations permettent de confirmer que la ventilation forcée dans la machine produit des gradients de température dans la direction axiale du moteur. Ce phénomène est accentué avec l'augmentation du débit d'air. Le résultat de la simulation avec un débit de l'ordre de 3 [g/s] est montré dans la figure 4.11. Les températures maximales et minimales sont de 72 °C et 37 °C et sont observées respectivement dans les tôles du stator et sur la carcasse.

La comparaison de la simulation avec les résultats expérimentaux est moins précise que dans le cas de l'essai sans injection d'air. Les écarts obtenus sont attribuables à plusieurs phénomènes. D'abord, l'injection d'air produit un refroidissement différent entre le moteur et l'alternateur invalidant ainsi l'hypothèse simplificatrice utilisée sur le modèle pour découpler leurs interactions thermiques. Autrement dit, il existe sans doute des échanges thermiques entre l'alternateur et le moteur lorsque de l'air est injecté. Ensuite, la manière d'injecter l'air est susceptible de créer un refroidissement non uniforme sur la circonférence du moteur. Pour toutes ces raisons, il n'est pas possible d'utiliser les valeurs obtenues expérimentalement pour valider la simulation. Néanmoins, la distribution obtenue est plausible et reste fidèle par rapport aux résultats expérimentaux.

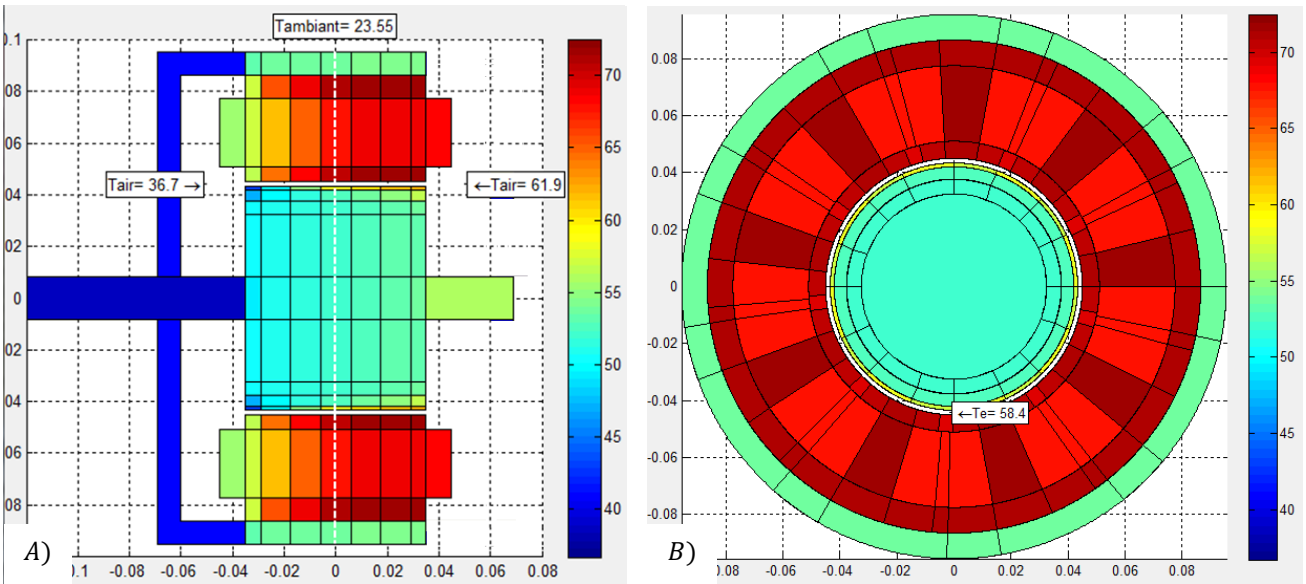


Figure 4.11 : Distribution de température de l'essai à vide avec injection d'air de 3 [g/s] avec les pertes ajustées et corrigées, A) Vue axiale de la machine, B) Vue de coupe au centre de la machine

4.5 Analyse de différentes stratégies de refroidissement

La performance thermique d'une machine électrique est dépendante de la stratégie de refroidissement. Cinq stratégies ont été étudiées afin de déterminer leur incidence lorsque la machine est chargée. Les pertes pour un fonctionnement en charge ont été définies à partir de courts essais expérimentaux et sont présentées dans le tableau 4.7. Certaines de ces valeurs ont été augmentées pour être conservateur et accentuer le contraste dans l'analyse.

Tableau 4.7: Pertes moteurs en charge

Types	[W]	Localisation
<i>Pertes Joule</i>	17	<i>Dans les bobines</i>
<i>Pertes Fer Stator</i>	125	<i>Dans les tôles du stator</i>
<i>Pertes Aimants</i>	5	<i>Dans les aimants</i>
<i>Pertes Fer Rotor</i>	5	<i>Dans le circuit magnétique du rotor</i>
<i>Pertes aérodynamique</i>	0.25	<i>Sur les surfaces de l'entrefer</i>
<i>Pertes friction Roulement</i>	1	<i>Dans le flasque</i>

Les résultats des cinq stratégies sont comparés dans le tableau 4.8. Ces cinq stratégies sont les suivantes :

1. Le moteur est sans injection d'air. Son refroidissement est une combinaison de convection naturelle et de radiation sur sa carcasse. Cette configuration constitue la pire stratégie de refroidissement possible et malgré cela les résultats obtenus montrent des températures en-dessous des seuils critiques. La température maximale est obtenue dans les bobinages et constitue le stress thermique prépondérant de la machine. L'écart maximal de température montre bien à quel point le bobinage est peu efficace à dissiper sa chaleur.
2. Le moteur subit une convection forcée sur sa carcasse ce qui augmente le coefficient de convection de 18 à 75 [W/m^2K]. Cela correspond approximativement à placer le moteur dans un écoulement d'air perpendiculaire qui souffle à 40 [Km/h]. Cette stratégie a un effet non localisé et refroidit l'ensemble de la machine de 29°C. La répartition des températures demeure la même.
3. De l'air est injecté dans le moteur à un débit de 3 [g/s]. L'air circule de l'enceinte arrière du moteur vers l'enceinte avant en passant par l'entrefer. Le refroidissement ne s'effectue pas de manière uniforme et son effet est plus ciblé au rotor. De plus, la circulation de l'air réduit l'écart entre la température maximale et minimale observée.
4. La configuration trois est combinée à des trous percés dans la partie magnétique non active du rotor afin d'y faire circuler de l'air. Un débit approximatif de 1 [g/s] est imposé dans les ouvertures du rotor et 2 [g/s] circule dans l'entrefer. Cette approche semble être prometteuse pour retirer la chaleur du rotor. Toutefois, la chaleur produite au rotor n'est pas critique dans cet exemple et les résultats reflètent bien cette réalité.
5. La dernière stratégie consiste à cibler les pertes du bobinage qui sont difficiles à extraire. La méthode proposée est d'utiliser des guides d'air au voisinage des têtes de bobines afin de forcer un écoulement d'air de 3 [g/s] dans les espaces d'air séparant deux bobines. La distribution de température obtenue est présentée dans la figure 4.12.

Tableau 4.8 : Températures maximales obtenues en fonction de l'option de ventilation

Température Max [°C]	Option 1	Option 2	Option 3	Option 4	Option 5
Bobine	127	-29	-27	-26	-31
Tôles	94	-29	-24	-23	-20
Aimants	123	-28	-35	-34	-32
Maximun Global	127	-29	-27	-26	-31
Minimum Global	60	-29	-27	-22	-24
Écart	67	-1	-6	-4	-7

Il faut néanmoins émettre certaines réserves; les résultats obtenus représentent les températures estimées en régime permanent et il est fort possible que pendant le régime transitoire, le moteur ne se chauffe pas uniformément et que certaines parties de la machine dépassent les seuils de températures obtenues par simulation. Les bobinages sont sensibles à ce phénomène, car les simulations révèlent qu'ils ont beaucoup de difficulté à évacuer leur chaleur. Leur température pourrait augmenter rapidement avec l'application d'un courant important. Cependant, la capacité thermique du bobinage va aider à limiter cette progression dans une certaine mesure, en absorbant beaucoup d'énergie avant que la température n'augmente. Il est possible d'utiliser la méthode proposée dans la section 4.2 avec des hypothèses conservatrices pour s'assurer que le régime permanent thermique est atteint sans risque.

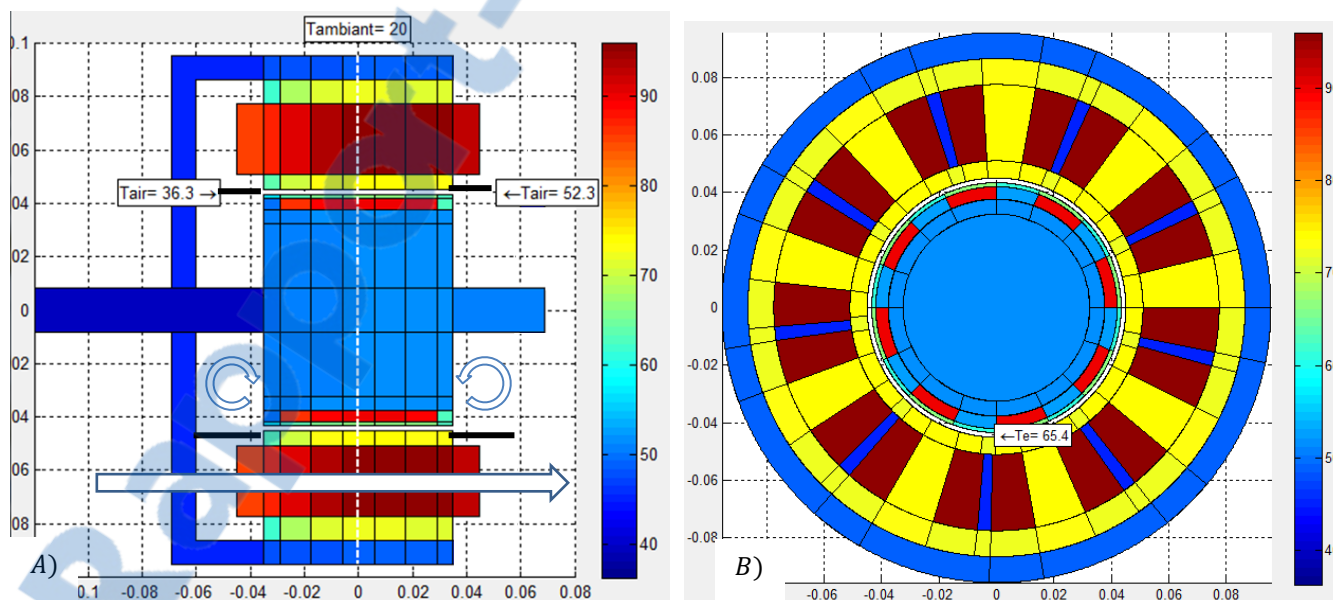


Figure 4.12: Distribution de température selon la stratégie de refroidissement 5, A) Vue axiale de la machine, B) Vue de coupe au centre de la machine

4.6 Analyse de différentes variations topologiques et l'effet des paramètres thermiques critiques

Au-delà des stratégies de refroidissement, le choix d'une topologie ainsi que des procédés de fabrication peuvent avoir des impacts majeurs sur le comportement thermique de la machine. Afin de lever le voile sur certains aspects, nous effectuons une étude comparative toujours avec la même structure de machine, présentée dans la section 4.2. Dans cette analyse, le modèle thermique n'est pas altéré pour considérer les échanges avec l'alternateur. On fait la simulation en supposant que le moteur est seul dans sa carcasse. Les coefficients de convection sur la carcasse ont été réduits à leur valeur théorique ($\approx 6 [W/m^2K]$), par rapport à ceux qui avaient été calculés selon les essais expérimentaux. La simulation qui est utilisée comme base de comparaison est pour un fonctionnement en charge, selon les pertes définies dans le tableau 4.7 avec une configuration sans circulation d'air. La figure 4.13 montre la topologie ainsi que les résultats de cette simulation.

Les variations topologiques ont été réalisées avec la même méthode développée dans [2]. De cette manière, les structures magnétiques sont en tous points équivalentes.

Les variations topologiques sont :

- l'augmentation du nombre d'encoches,
- l'augmentation du nombre de paires de pôles
- une configuration à rotor externe.

L'analyse des effets suivants est aussi réalisée:

- une augmentation de température ambiante de 20°C,
- une diminution de l'émissivité de la carcasse à 0.5,
- l'impact de l'imprégnation du bobinage,
- La diminution de la résistance de contact entre le stator et la carcasse.

Les résultats sont regroupés dans le tableau 4.9.

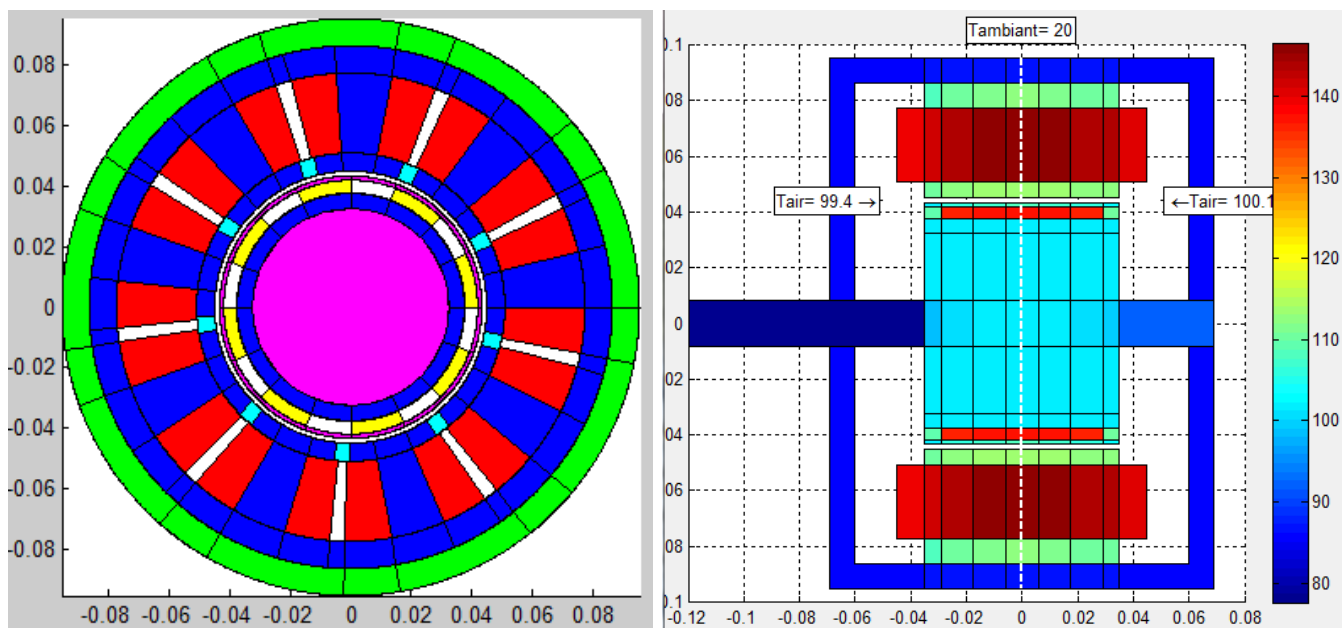


Figure 4.13: A) Géométrie de la machine, B) Distribution de température de la simulation "Témoin" en vue axiale

Tableau 4.9 : Résultat de l'étude comparative sur différentes variations topologiques et l'effet critique de certains paramètres thermiques

<i>Température Max [°C]</i>	<i>Témoin</i> $T_{amb} \rightarrow 20^{\circ}\text{C}$ $\varepsilon \rightarrow 0.98$ $k \rightarrow 0.03$ $n \rightarrow 9$ $p \rightarrow 4$ $R_c \rightarrow 0.014$	<i>Ambiant</i> $T_{amb} \rightarrow 40^{\circ}\text{C}$	<i>Emissivité</i> $\varepsilon \rightarrow 0.5$	<i>Encoches</i> $n \rightarrow 27$	<i>Paires de pôles</i> $p \rightarrow 8$	<i>Bobines</i> $k \rightarrow 0.2$	<i>Résistance Contact</i> $R_c \rightarrow 0.004$
<i>Bobine</i>	146	+17	+12	-41	+1	-29	-14
<i>Tôles</i>	114	+17	+12	-16	-1	+0	-15
<i>Aimants</i>	138	+17	+11	-10	-8	+0	-7
<i>Maximum Global</i>	146	+17	+12	-18	+1	-9	-14
<i>Minimum Global</i>	78	+17	+9	-4	-2	+0	-2
<i>Écart</i>	69	-1	+2	-15	+3	-9	-12

L'augmentation de la température ambiante affecte directement la dissipation de la machine. Une hausse de 20°C de la température ambiante a produit une augmentation de 17°C dans l'ensemble de la machine. Il faut dire que l'augmentation de température n'a pas été suffisante pour modifier significativement les coefficients de convection qui dépendent de la température. La différence de 3°C entre l'augmentation de température de l'air ambiant et la hausse observée dans la machine est attribuable à la radiation qui

n'évolue pas de manière linéaire. Si le mode de dissipation prépondérant était de la convection forcée, la montée de température du moteur serait exactement la même que celle de la température ambiante. Dans le même ordre d'idée, une diminution de l'émissivité a résulté en une augmentation de température uniforme à l'intérieur de la machine. L'augmentation est exponentielle avec la diminution de l'émissivité. Si le moteur subissait de la convection forcée, l'impact de la diminution de l'émissivité serait moindre.

La conductibilité thermique utilisée afin de représenter le bobinage a une influence notable sur sa température. En effet, l'augmentation de conductibilité thermique d'une bobine sans imprégnation à une bobine imprégnée de vernis montre une diminution de température drastique, soit de 62°C. L'effet est surtout constaté au niveau des bobines puisqu'aucune modification significative ne s'est produite sur les autres températures maximales du moteur. La fabrication d'une bobine de meilleure qualité suppose que le point critique thermique n'est plus la température des bobines, mais bien la température maximale des aimants. Cela déplace aussi certaines contraintes de conception. La modélisation des bobinages est un défi sur le plan thermique, car ce sont des structures avec un caractère très anisotropique et leur influence est majeure sur les températures maximales observées. Cet aspect qui mérite d'être approfondi est développé dans le dernier chapitre. La résistance de contact entre le stator et la carcasse est un obstacle important pour la dissipation thermique. Son incidence se répercute dans l'ensemble du moteur, mais plus particulièrement au stator.

L'augmentation du nombre d'encoches a un effet bénéfique sur la dissipation thermique des bobines; le résultat de cette simulation est présenté dans la figure 4.14. Pour un même volume de bobines, la surface de contact est augmentée. De plus, l'impact de la mauvaise conductibilité thermique du bobinage est minimisé en utilisant des sections plus petites; les flux thermiques ont un parcours plus court pour transiter à travers les dents du stator. Cette topologie favorise aussi la dissipation thermique du rotor.

A première vue, l'augmentation du nombre de paires de pôles aurait un effet bénéfique sur le refroidissement de rotor, mais un effet néfaste sur le stator. Cependant, cette analyse fait abstraction qu'une modification du nombre de pôles, pour une même vitesse d'opération, a une incidence sur la quantité de pertes dans la machine. En effet, pour obtenir une même vitesse, l'augmentation du nombre de paires de pôles implique une augmentation du même ordre de la fréquence d'alimentation du stator. Une fréquence d'alimentation plus élevée devrait produire plus de pertes par hystérésis et par courants de Foucault. Cependant, les densités d'induction diminuent aussi avec l'augmentation du nombre de pôles si on ne modifie pas le stator. Il faudrait faire une analyse plus poussée pour évaluer l'impact sur les pertes magnétiques et confirmer qu'une augmentation du nombre de paires de pôles améliore réellement le comportement thermique de la machine.

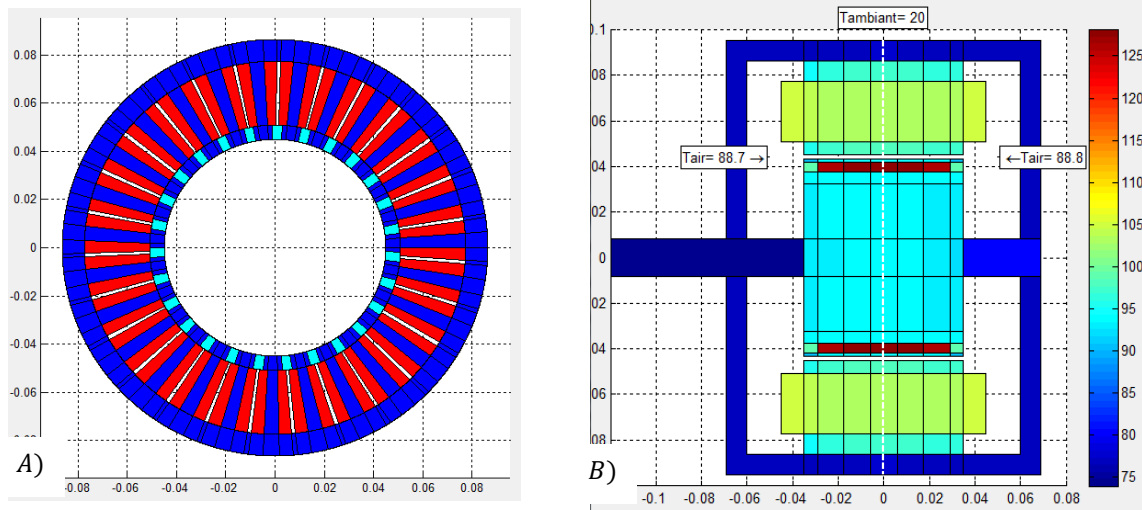


Figure 4.14: Géométrie de la machine à 27 encoches, B) Distribution de température en vue axiale de la simulation correspondant à la géométrie montrée en A

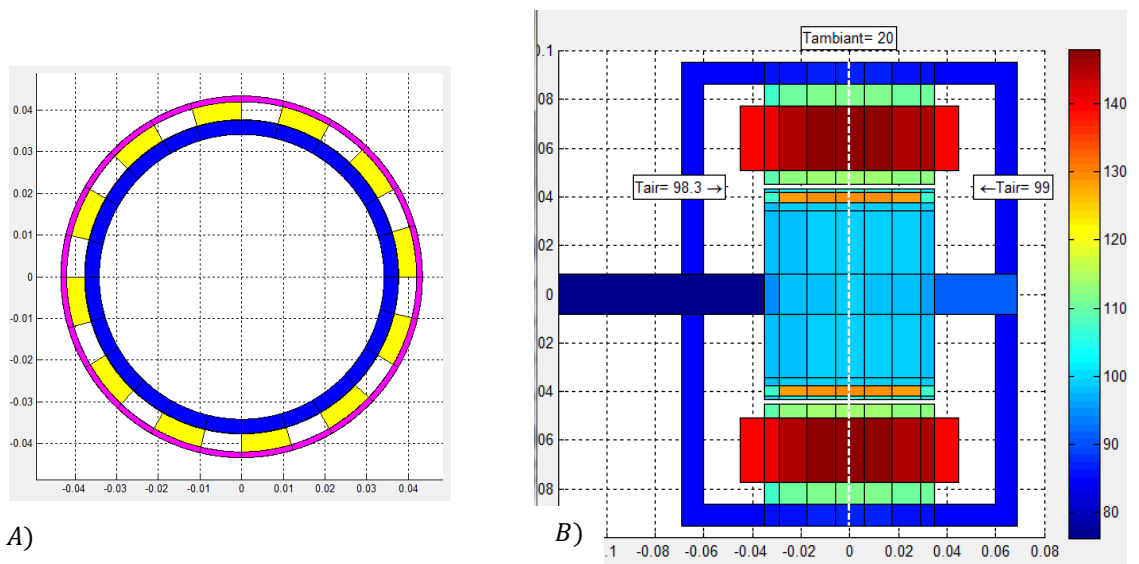


Figure 4.15 : A) Géométrie de la machine à six paires de pôles, B) Distribution de température en vue axiale de la simulation correspondant à la géométrie montrée en A

4.6.1 Machine à rotor externe

Les transferts thermiques d'une topologie à rotor externe par rapport à une structure à rotor interne sont très différents et rendent difficiles les comparaisons. En effet, les niveaux de convection qui s'appliquent aux structures de la machine sont très différents selon le cas. Par exemple, la surface extérieure qui tourne d'une structure à rotor externe subit automatiquement de la convection forcée. De plus, l'utilisation de

rotor externe a également des implications au niveau de l'inertie et du couple de la machine. L'équivalence entre ces deux types de construction est loin d'être triviale à réaliser.

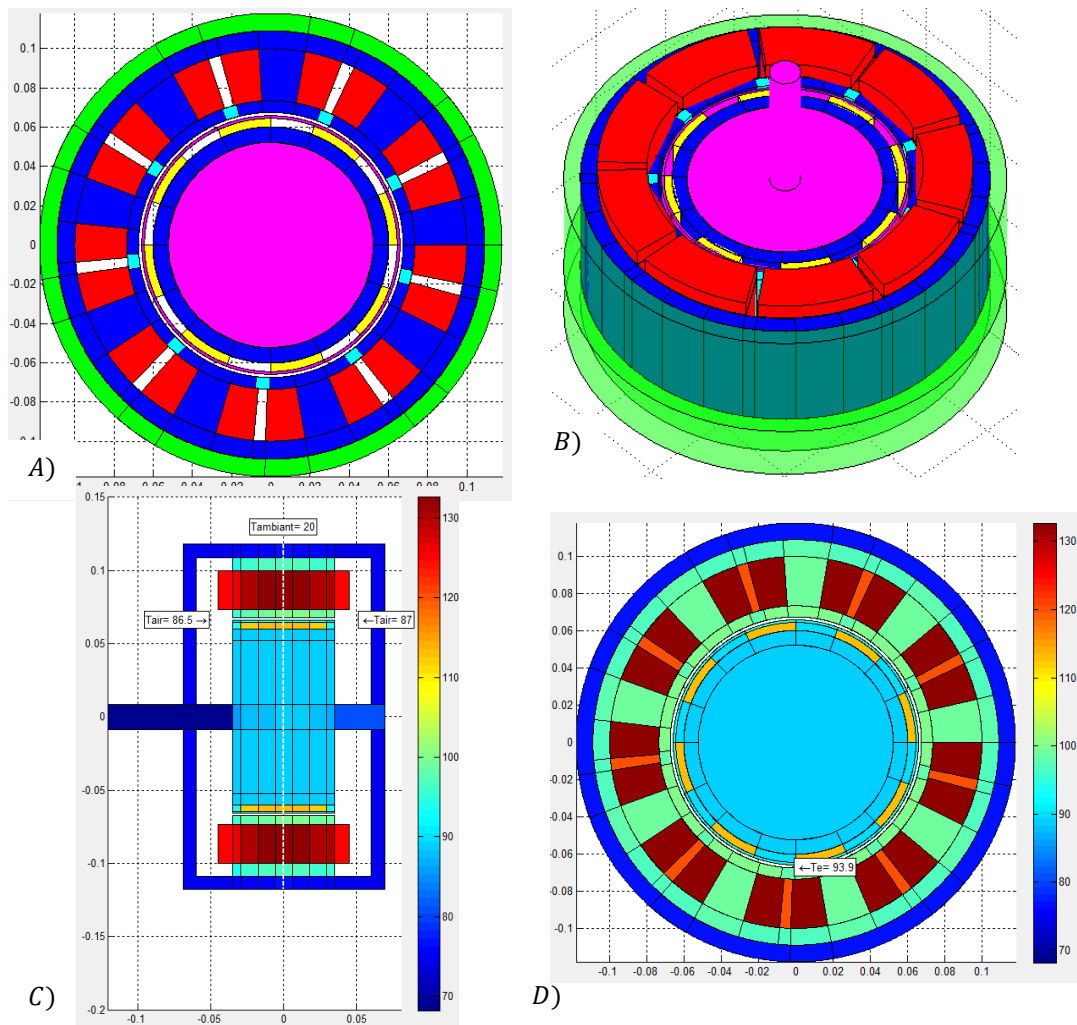


Figure 4.16: A) Géométrie de la machine à rotor interne, B) Visualisation tridimensionnelle sans un flasque, C) Distribution de la température de la simulation en vue axiale, D) Distribution de température de la simulation en vue de coupe pour le centre de la machine.

Les dimensions géométriques de la machine à rotor externe sont obtenues à partir des équations de dimensionnement développées dans [2] pour les mêmes paramètres de conception de la machine à rotor interne. Le diamètre extérieur a dû être augmenté de 50% pour que la machine dispose de suffisamment d'espace pour y placer le stator en son centre. Le diamètre de l'entrefer est le même pour les deux machines mais comme il est possible de le voir sur les figures 4.16 et 4.17, la machine à rotor interne implique un plus grand diamètre extérieur. Conséquemment, la machine à rotor externe a un volume plus faible et une densité de pertes par unité de volume plus élevée que la machine à rotor interne. Les mêmes pertes

présentées précédemment, du tableau 4.7, ont été utilisées. Les niveaux de convection aux différents endroits de la machine ont été ajustés selon la configuration utilisée. Comme il est possible de le voir dans la figure 4.18, un rotor externe favorise grandement la dissipation thermique des aimants et leur assure une température minimale. Par contre, le stator a plus de difficulté à évacuer la chaleur et comme celui-ci est le siège des pertes les plus importantes, la configuration ne semble pas être bien adaptée pour notre cas de figure. Puisque l'arbre sur lequel le stator repose est statique, rien n'empêche d'y faire circuler un fluide de refroidissement. Ce genre de construction ouvre la porte à une panoplie de stratégies de refroidissement.

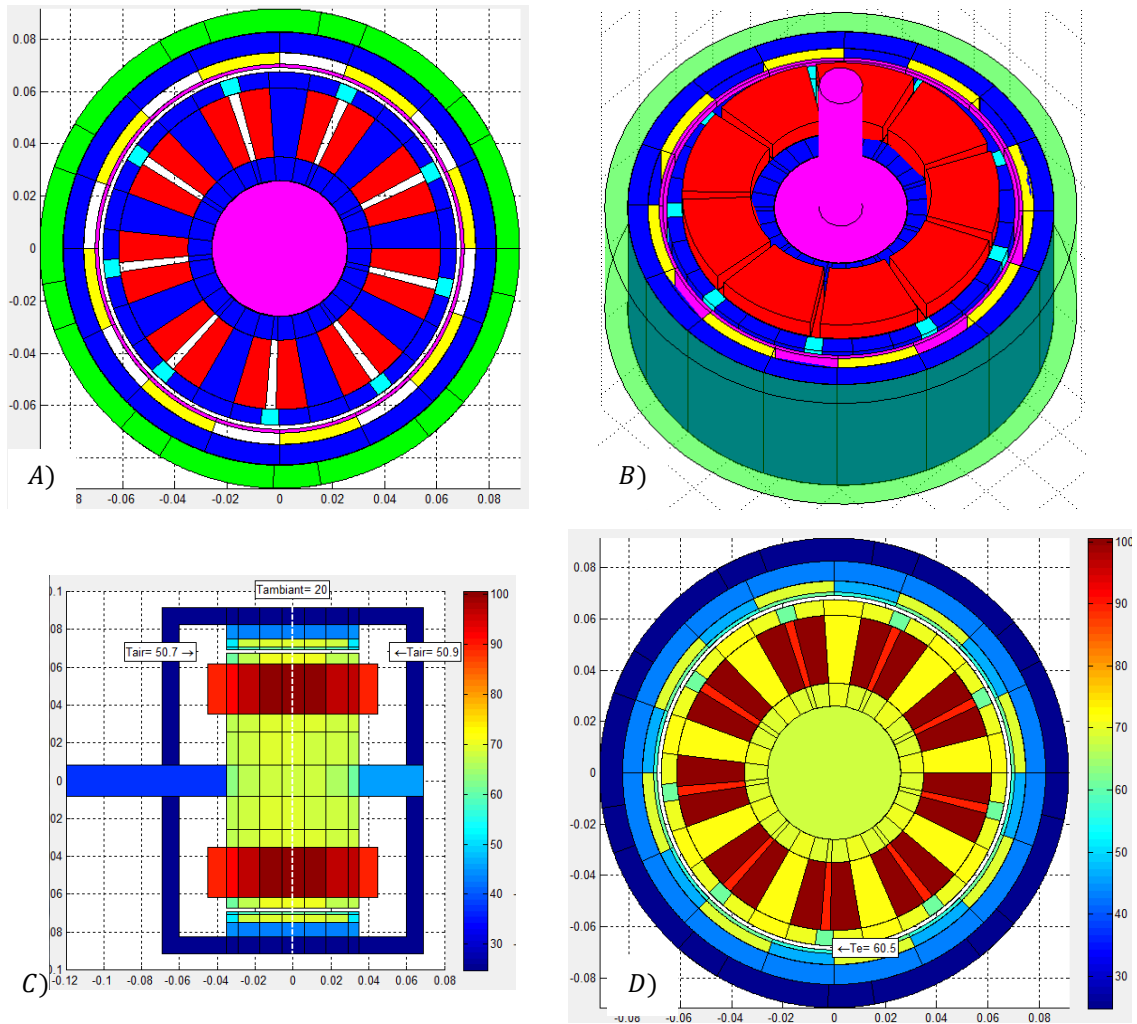


Figure 4.17: A) Géométrie de la machine à rotor Externe, B) Visualisation tridimensionnelle sans un flasque, C) Distribution de la température de la simulation en vue axiale, D) Distribution de température de la simulation en vue de coupe pour le centre de la machine

4.6.2 Discussion

Les conclusions qu'il est possible de tirer de cette analyse comparative sont bien entendu à l'image du moteur simulé et de sa stratégie de refroidissement. Plusieurs autres phénomènes auraient pu avoir une incidence sur les résultats obtenus; tels que le niveau et la distribution des pertes de la machine, les différents paramètres thermiques tributaires des matériaux utilisés, des procédés de fabrication et des méthodes de ventilations. Comme quoi les possibilités sont infinies et que l'optimisation de la conception thermique d'une machine est loin d'être processus déterministe. L'utilisation d'un modèle général a l'avantage de ne pas limiter la conception à une topologie particulière, mais permet d'explorer plusieurs possibilités sur le plan thermique qui auront des conséquences sur les aspects électromagnétiques de la conception. En conclusion, les résultats de cette étude comparative fournissent des tendances qui sont propres à ce moteur et ne peuvent pas être automatiquement extrapolés à toutes les machines.

4.7 Processus d'optimisation

Le modèle peut également être utilisé avec des algorithmes d'optimisation afin de définir par exemple les niveaux de pertes maximales admissibles pour des températures imposées de régime permanent. Dans le même esprit, pour un niveau de pertes donné, il est possible de réaliser une optimisation afin de définir quels seraient les coefficients de convection nécessaires pour atteindre la distribution de température voulue. Par la suite, il s'agit de statuer sur la faisabilité à obtenir ces coefficients de convection avec une stratégie de refroidissement adaptée. Cette approche permet de réaliser la conception de la machine indépendamment de la conception thermique et d'ensuite ajuster celle-ci aux températures d'opération souhaitées. L'optimisation au niveau des dimensions géométriques est possible, mais beaucoup plus difficile à réaliser et la pertinence des résultats est loin d'être assurée. Une optimisation sur les dimensions géométriques nécessite beaucoup de contraintes et perd de sa pertinence puisque les dimensions géométriques sont d'avantage restreint par la conception électromagnétique que thermique.

4.8 Possibilité et critique du modèle

Le modèle est général et très versatile, ce qui permet d'étudier une grande quantité de machines, avec des stratégies de refroidissement diverses. Par exemple, le modèle peut être utilisé pour simuler le comportement thermique de machines à rotor bobiné, en changeant les propriétés thermiques des aimants pour celle d'un bobinage. Un exemple est présenté dans la figure 4.18. Par contre, la grande versatilité du modèle peut aussi devenir sa faiblesse si l'utilisateur ne maîtrise pas les différents paramètres thermiques. Ce genre de modèle nécessite un grand sens critique de l'utilisateur.

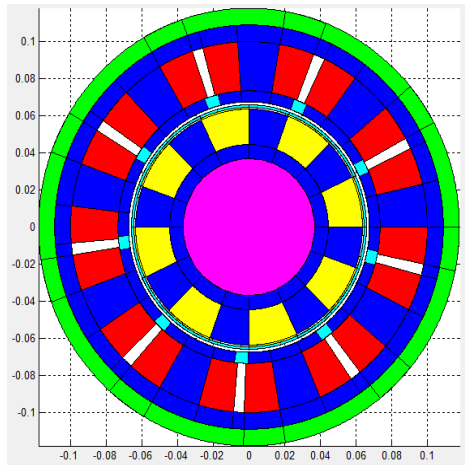


Figure 4.18 : Exemple de géométrie pour représenter une machine à rotor bobinés

4.9 Conclusion

La validation d'un modèle est un passage obligé pour confirmer son utilité dans un processus de conception. Cela signifie qu'il faut multiplier les essais expérimentaux sur une grande quantité de machines. Dans ce chapitre, nous avons fait des validations sur un banc d'essai et expliqué les difficultés liées aux mesures de température. Dans une machine électrique, les capteurs de température de type thermocouple devraient être isolés électriquement et posséder un blindage adapté pour éliminer le bruit causé par le couplage inductif. Grâce à une modélisation simplifiée du régime transitoire, il a été possible de réduire le temps d'expérimentation et par la même occasion de filtrer le bruit des signaux enregistrés. Cette méthode peut également être utilisée, sous certaines conditions, pour la conception de machines à entraînement à vitesse variable.

Des essais à vide pour une machine fermée ont été privilégiés pour la validation du modèle, car cette configuration permettait d'obtenir le plus grand degré de confiance sur les quantités thermiques. Ces essais à vide ont été réalisés avec différents débits d'air injecté. Les essais expérimentaux ont révélé que sous un refroidissement par convection naturelle, la radiation jouait un rôle important et que celle-ci ne pouvait être négligée. L'injection d'air a permis d'abaisser suffisamment la température des aimants pour que cela ait une incidence sur l'induction de la machine et donc la production de pertes magnétiques.

Nous nous sommes ensuite intéressés à analyser l'impact du niveau d'application des pertes et leur localisation. Les résultats les plus probants ont été obtenus lorsque des facteurs de correction étaient appliqués pour réduire les pertes réelles. Nous avons constaté que les flux thermiques circonférentiels jouent un rôle important dans la diffusion de la chaleur au sein de la machine.

Le modèle a été utilisé pour étudier l'effet de différentes stratégies de refroidissement, l'impact de différentes topologies, ainsi que l'effet de certains paramètres thermiques critiques. L'augmentation du nombre d'encoches produit une amélioration significative de la dissipation thermique, tant au niveau du stator que du rotor. Les résultats obtenus sont valables pour la machine étudiée, mais il est difficile de conclure si ceux-ci sont applicables à toutes les conceptions. D'autres validations pourraient le confirmer.

Finalement, nous avons montré que les modèles développés offrent de nombreuses possibilités pour l'analyse thermique des machines. Des applications sont envisageables autant pour des analyses grossières que la conception et l'optimisation.

5. Modélisation thermique des bobinages

5.1 Introduction

La puissance et le couple massique d'une machine dépendent du facteur de remplissage des encoches et du courant dans le bobinage. Il est essentiel de contrôler l'élévation de température car elle risque d'accélérer le vieillissement de certaines parties de la machine comme les isolants à base de composés organiques. En effet, une température élevée maintenue de manière prolongée peut endommager le système d'isolation des enroulements. Étant donné que le point chaud est généralement localisé dans le bobinage [39], la température des isolants est souvent la contrainte thermique principale lors de la conception de la machine. C'est pourquoi il faut apporter une attention particulière à la modélisation thermique du bobinage pour estimer correctement sa température.

Dans la première partie de ce chapitre, nous présentons des méthodes décrites dans la littérature pour la modélisation des bobines. Nous proposons ensuite, une nouvelle méthode pour la modélisation des conducteurs dans une bobine en appliquant une approche probabiliste. Les étapes de cette modélisation sont décrites en détail et nous validons cette approche par des résultats expérimentaux sur une bobine faite de fils émaillés. Finalement, ce modèle est utilisé pour déterminer la géométrie optimale d'une encoche.

5.2 Modélisation des bobinages

Le bobinage des machines de petite puissance est généralement réalisé avec du fil de cuivre de section circulaire qui comporte une pellicule de vernis isolant. La disposition des fils dans l'encoche est plutôt aléatoire ce qui rend la modélisation thermique très difficile compte tenu de l'importante variabilité des caractéristiques du bobinage. En effet, le comportement thermique d'une bobine dépend de plusieurs facteurs comme la proportion de conducteurs (cuivre) dans l'encoche par rapport à l'encoche elle-même, les matériaux utilisés et l'air résiduel dans le cas de bobine imprégnée. Une analyse par éléments finis n'est pas adaptée pour la simulation thermique d'un enroulement à fils jetés dans les encoches. La différence de taille entre le plus petit et le plus grand élément de l'encoche impose l'utilisation d'une très fine discrétisation pour obtenir une qualité de maillage correcte. Cela peut être vu dans le travail de Laid Idoughi [40], où des études MEF (Méthode par élément finis) ont été menées sur la distribution aléatoire avec un petit nombre de conducteurs. Néanmoins, comme il a été rapporté dans [12], il existe plusieurs stratégies afin de modéliser le comportement thermique d'un bobinage. On peut homogénéiser le contenu de l'encoche en utilisant une conductivité thermique équivalente qui est déterminée expérimentalement [12], [41], [42]. On peut aussi utiliser des équations analytiques pour estimer cette conductibilité thermique équivalente en

fonction de la géométrie des conducteurs [40]. On peut aussi faire une transformation pour composer un modèle d'encoche avec un ensemble de couches superposées [12].

5.1.1 Conductivité thermique équivalente déterminée expérimentalement

La modélisation longitudinale d'un bobinage se réalise aisément à l'aide d'une conductibilité thermique équivalente. La démarche mathématique est présentée en annexe 2. Par contre, le comportement thermique du bobinage dans des directions transversales est plus complexe à représenter. Avec cette approche, la bobine est considérée comme un matériau homogène pour lequel il faut déterminer une conductivité équivalente. Ce problème peut ensuite être traité avec les expressions de résistances thermiques classiques pour lier la température des bobines aux laminations. Cette conductibilité thermique varie généralement de 0.02 à 0.2 [W/m°C] selon les caractéristiques de la bobine. La référence [39] propose d'utiliser l'équation (5.1) pour déterminer cette valeur en se basant sur des résultats empiriques. D'autres résultats sont présentés en annexe 7 à partir de la référence [42].

$$k_{cu,ir} = 0.2749[(1 - CU)A \cdot L]^{-0.4471} \quad (5.1)$$

CU = Coefficient de Remplissage

A = Aire de l'encoche [cm²]

L = Longueur de Base [cm]

5.1.2 Conductivité thermique équivalente déterminé Analytiquement

Il existe trois approches pour représenter la répartition des conducteurs dans une section d'encoche. En effet, on peut considérer que les fils sont arrangés en carré, en quinconce ou de manière aléatoire. On peut trouver des expressions analytiques pour connaître la conductibilité thermique équivalente pour chacune d'entre elles. Ces expressions sont toutes présentées et synthétisées dans [40]. Ces travaux ont démontré que la conductivité thermique équivalente d'un bobinage dans les deux directions principales est pratiquement la même, ce qui signifie que l'utilisation d'une conductibilité effective unique est une hypothèse tout à fait acceptable. Ces expressions analytiques mettent en évidence que les écarts entre les différents types de répartitions augmentent selon l'importance du coefficient de remplissage. De plus, comme il a également été observé de manière expérimentale, la conductivité thermique effective est supérieure lorsque la distribution des conducteurs dans l'encoche est aléatoire. Ceci s'explique par le fait que les conducteurs ne sont pas tous également espacés, ce qui favorise des chemins d'évacuation de la chaleur. Le facteur le plus prépondérant est la conductibilité thermique de la résine d'imprégnation. La qualité d'imprégnation est également un facteur très important. Elle a une influence considérable sur le résultat obtenu. Pour de faibles coefficients de remplissage, l'utilisation de fils carrés se traduit par une meilleure conductibilité thermique équivalente. Par contre, pour un remplissage supérieur à 60%, la différence n'est pas significative. Les conducteurs carrés ont une surface d'échange supérieure aux

conducteurs ronds de même section. Ils évacuent mieux la chaleur et produisent une élévation de température inférieure.

5.1.3 Modèle en couches

Certains auteurs [12], [43] utilisent un modèle en couches concentriques. Ils assument que la distribution de la température au sein de la bobine est directement liée à la distance séparant les conducteurs des laminations. Ce modèle associe un nombre de couches successives de conducteurs et d'isolants en fonction des dimensions des fils utilisés. En effet, ce modèle regroupe les conducteurs qui ont une température similaire dans une même couche. L'épaisseur d'une couche de conducteurs correspond au diamètre du fil nu utilisé. Un algorithme effectue ensuite des itérations en variant l'épaisseur d'isolant jusqu'à l'obtention d'un coefficient de remplissage correspondant à celui recherché. Après quoi des résistances thermiques sont assemblées, comme montré dans la figure 5.1. Sur chacun des nœuds, on applique une quantité de pertes par effet joule. Ce modèle permet d'attribuer un facteur de qualité sur les paramètres d'imprégnation pour apprécier leur influence sur le comportement thermique du bobinage.

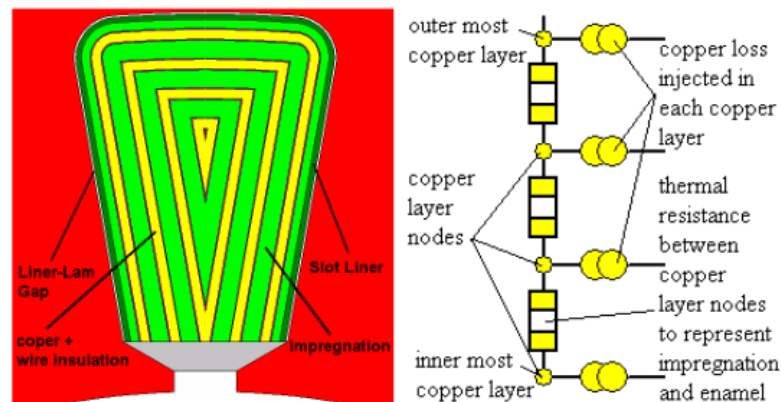


Figure 5.1 : Modèle thermique de bobine en couche superposées [39]

La représentation d'un bobinage par un matériau homogène peut s'avérer suffisante dans de nombreuses situations. Cependant, cette représentation n'est pas adaptée pour étudier un arrangement irrégulier des fils, surtout lorsque la bobine a des pertes non-uniformes [44]. En outre, ces méthodes de modélisation se limitent à des situations symétriques où le point le plus chaud est forcément au centre de la bobine.

5.3 Modèle à résistances thermiques combinées

Dans le cadre de ce travail, nous proposons un modèle qui permet d'obtenir plus de précision et d'information sur le comportement thermique de la bobine lorsque l'homogénéisation ne suffit plus. Celui-ci discrétise la section de la bobine comme un réseau de résistances thermiques 2D. À chaque fil est associé un



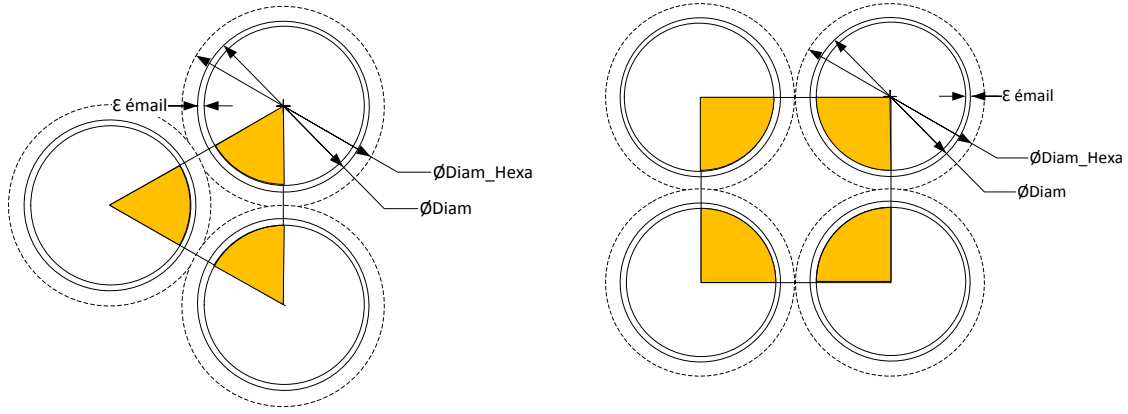
nœud qui est lié aux conducteurs adjacents par des résistances thermiques combinées. Cette méthode de modélisation est basée sur les hypothèses suivantes:

- La conductivité thermique dans le conducteur est suffisamment élevée et sa taille est suffisamment petite pour supposer une distribution de température uniforme dans chaque tranche de conducteur.
- Le matériau isolant électrique est suffisamment mince pour supposer que le flux thermique est transmis uniquement radialement.

Ces hypothèses sont valables pour l'ensemble des bobinages de fils. Le modèle proposé représente le bobinage d'une manière simple, intuitive et réaliste. Premièrement, nous présentons la méthode utilisée pour remplir l'encoche avec des fils ronds et l'estimation de l'espace entre eux. Une résistance thermique moyenne entre deux fils est calculée à l'aide des facteurs de forme. Nous calculons également des valeurs extrêmes de cette résistance. Ces deux valeurs donnent une base pour simuler des arrangements aléatoires en utilisant des fonctions de densité de probabilité. Des explications seront fournies sur la manière de prendre en compte les conditions aux limites et la résolution du problème. Enfin, le modèle est validé par l'analyse des éléments finis et par des comparaisons expérimentales.

5.3.1 Méthode de remplissage de l'encoche

La disposition des conducteurs au sein d'une bobine est difficile à prévoir à cause de la nature aléatoire du bobinage. Il est par contre possible de symboliser les répartitions des conducteurs de manière théorique en traitant le problème en deux dimensions comme un empilement de cercles. La pire et la meilleure disposition sont respectivement représentées par un arrangement en carré et en quinconce. De ces deux types d'arrangement de fils, on peut en déduire le coefficient de remplissage maximal théorique, de manière analytique. Le coefficient de remplissage d'une encoche se définit comme étant la proportion entre la surface totale occupée par les conducteurs et la surface d'encoche. Les expressions (5.2) et (5.3) sont démontrées dans la figure 5.2.



Quinconce

$$CU_{max} = \frac{\pi(D_{Fil} - 2\varepsilon_v)^2}{2\sqrt{3}D_{Hexa}^2} \quad (5.2)$$

Carrée

$$CU_{max} = \frac{\pi(D_{Fil} - 2\varepsilon_v)^2}{4D_{Hexa}^2} \quad (5.3)$$

Figure 5.2 : Coefficient de remplissage théorique selon l'agencement élémentaire, quinconce et carré

Dans la pratique, le coefficient de remplissage maximal qui correspond à $(D_{Hexa}/D) = 1$ est impossible à atteindre. En effet, les conducteurs ne sont pas tous en contact et il existe toujours quelques espaces d'air. De plus, il est difficile d'assurer un bon agencement sur la périphérie de l'encoche ce qui a pour résultat de réduire le coefficient de remplissage. L'utilisation de petits conducteurs tend à minimiser cet effet. La figure 5.3 et le tableau 5.1 montrent que le type de distribution a une influence notable sur la valeur théorique maximale du facteur de remplissage. Le type d'isolant électrique (de simple isolation à quadruple isolation) a également un effet important, en particulier pour les petits conducteurs. En pratique, ces valeurs sont difficilement atteignables à moins de faire comme [45] et de presser mécaniquement les bobines afin de déformer la force circulaire des fils. Ils prennent une forme d'hexagone et s'imbriquent parfaitement les uns dans les autres pour atteindre un coefficient de remplissage maximal de 81% (107 spires de 19.5 AWG). Généralement, les coefficients de remplissage trouvés dans l'industrie sont de l'ordre de 0.3 et 0.4 pour faciliter la réalisation des bobinages. Ces niveaux de remplissage représentent une distance moyenne entre chaque conducteur de $D_{Fil}/2$ pour un calibre AWG20.

Tableau 5.1: Dimensions Copper Magnet Wire (NEMA MW1000-2014)

	D [mm]	Single Build ε_v [mm]	Quadruple Build ε_v [mm]
AWG 20	0.81	0.04	0.13
AWG 30	0.25	0.02	0.08

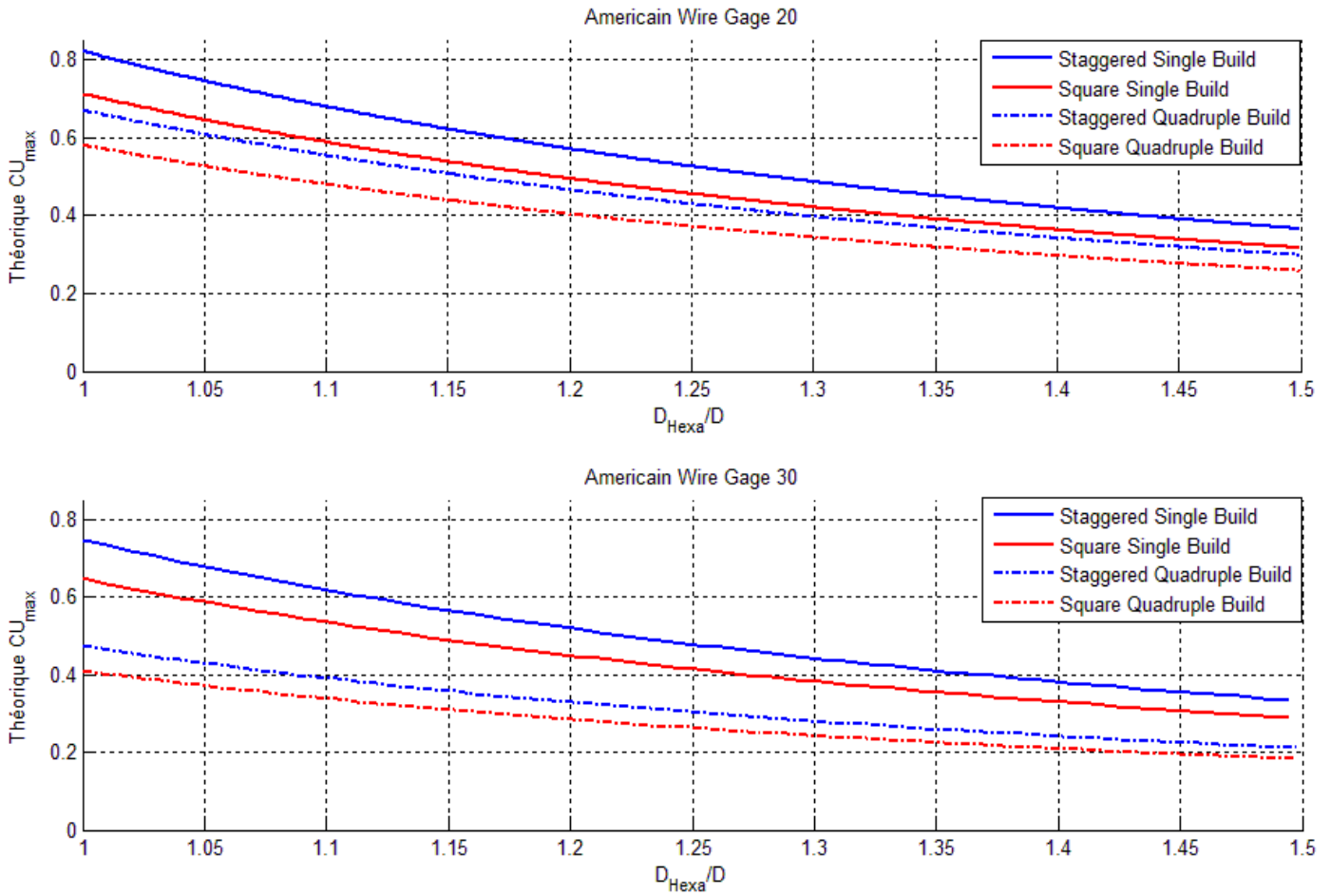


Figure 5.3 : Coefficient de remplissage théorique pour AWG 20-30

5.2.1.1 Algorithme de remplissage

La première étape du modèle consiste à représenter les conducteurs par des cercles et à les placer de la manière la plus idéale et homogène possible, dans une géométrie déterminée. L'emplacement des conducteurs dans l'encoche est réalisé à l'aide d'un algorithme. Le raisonnement logique suivi est résumé dans la figure 5.4. L'algorithme vise à établir la distribution optimale qui répond aux critères de modélisation : c'est-à-dire le type de disposition des conducteurs, le type de géométrie de bobine ainsi que le nombre de conducteurs (nb_{Spires}). La procédure n'est pas optimale, mais elle est simple à implanter. Elle place successivement des conducteurs côte à côte à des distances $\Delta x \cdot D_{Hexa}$ et $\Delta y \cdot D_{Hexa}$ puis stocke les coordonnées de ceux qui se trouvent inscrits dans la surface de l'encoche. Ensuite, l'algorithme compare le nombre de conducteurs stockés par rapport au nombre souhaité et effectue des correctifs sur la valeur de D_{Hexa} avant de poursuivre à une autre itération. Les corrections s'effectuent avec une addition ou une soustraction de valeurs de relaxation qui sont déterminées par rapport à la différence de conducteurs

obtenue et la quantité de conducteurs voulus. Lorsque le nombre de conducteurs correspond à la quantité demandée, l'algorithme a convergé, sinon celui-ci s'arrête après cent itérations.

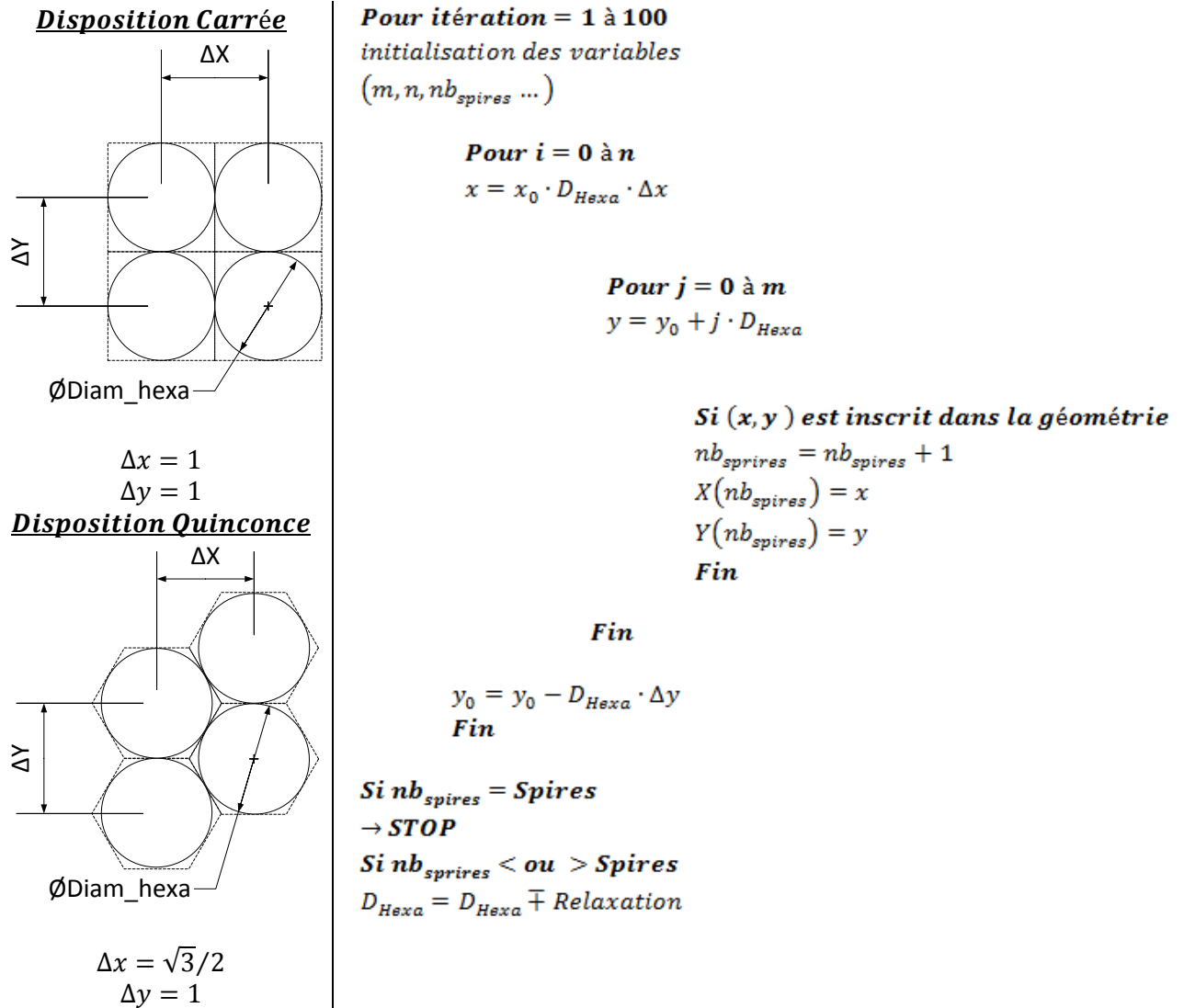


Figure 5.4 : Représentation simplifiée de l'algorithme de remplissage

L'origine du premier conducteur est toujours dans le coin supérieur gauche de la géométrie comme il est illustré sur la figure 5.5. Il est en contact avec les limites géométriques de l'encoche. Un exemple de l'évolution de l'algorithme est présenté à la figure 5.6.

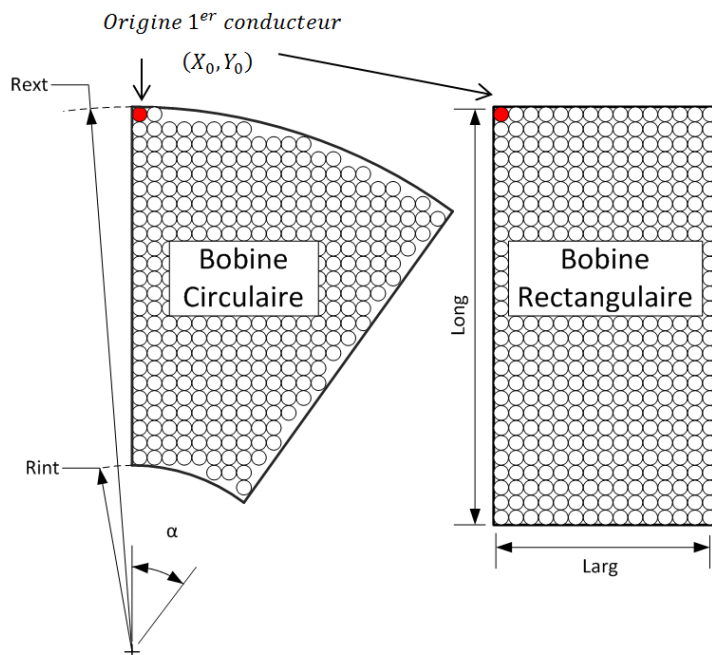


Figure 5.5 : Géométrie d'encoche avec l'emplacement du premier conducteur pour l'algorithme de remplissage

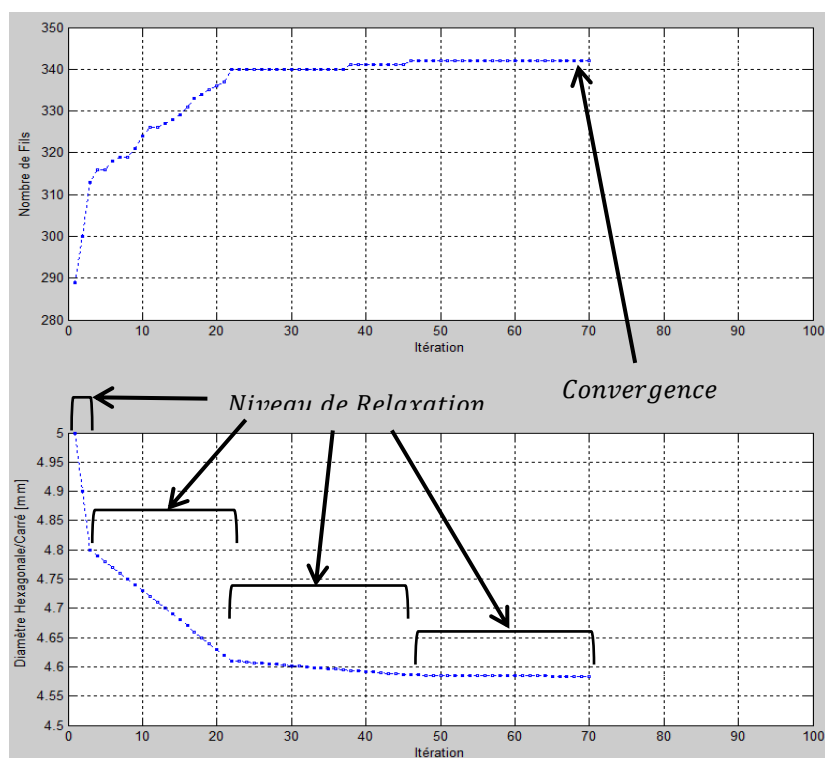


Figure 5.6 : Exemple d'évolution de l'algorithme de remplissage

5.2.2 Réseaux de résistances thermiques

Premièrement, nous devons évaluer la résistance thermique entre deux fils avec la distribution de fils uniformes. Chaque conducteur dont la position est déterminée par l'algorithme de remplissage est associé à une cellule élémentaire de forme hexagonale ou carrée, selon la distribution de fils sélectionnée. Chaque côté d'une cellule élémentaire est couplé à la cellule adjacente. La résistance thermique qui lie deux conducteurs est difficile à estimer, cela dépend du matériau d'isolation et de l'écart entre les fils. La méthode proposée consiste à utiliser une résistance thermique unidimensionnelle pour modéliser la faible couche de vernis à la surface du fil et d'utiliser une résistance thermique de facteur de forme pour l'interstice entre deux conducteurs voisins.

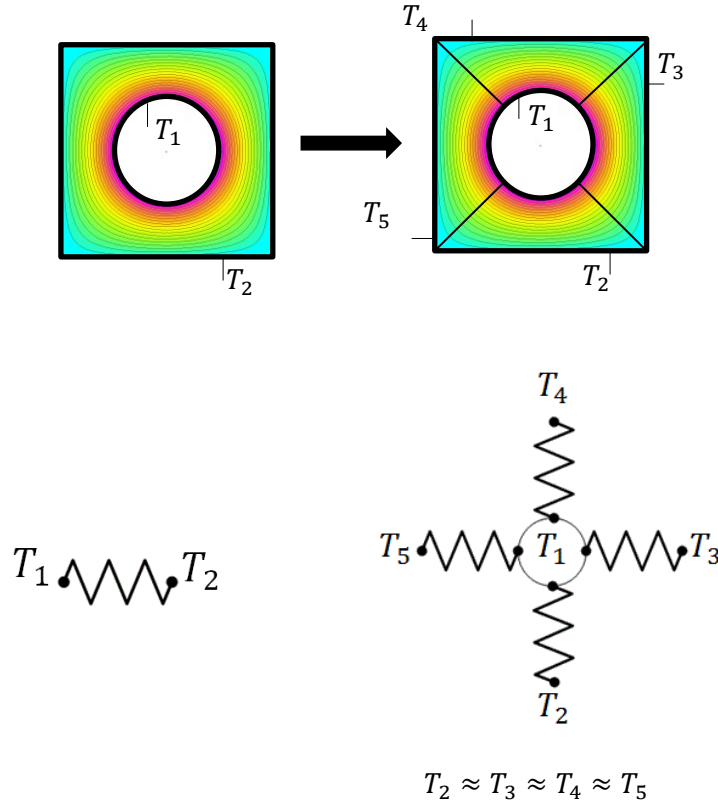
Comme indiqué précédemment, on suppose que le flux de chaleur est transmis uniquement radialement à l'intérieur du vernis du fil parce que celui-ci est très mince. Par conséquent, ce transfert de chaleur peut être modélisé en utilisant la résistance thermique à une dimension (tableau 3.1).

$$R_v = \frac{\text{Log}(D_{Fil}/(D_{Fil} - \varepsilon_v))}{(\theta_N \cdot w \cdot k_v)} \quad (5.4)$$

$$\text{Carré : } \theta_{N=4} = \pi/2 \quad (5.5)$$

$$\text{Quinconce : } \theta_{N=6} = \pi/3$$

Par contre, l'espacement entre deux conducteurs est modélisé à l'aide d'une résistance bidimensionnelle. Ce modèle utilise les expressions de facteur de forme S_f , développé par [46] pour un cercle inscrit dans une cellule à N faces. L'expression du facteur de forme est décomposée pour obtenir une résistance thermique de référence entre deux conducteurs. Par exemple, comme montré par la figure 5.7, dans le cas d'une cellule élémentaire carrée, on suppose que les différences de température entre T_2, T_3, T_4 et T_5 sont suffisamment petites pour considérer le flux thermique proportionnel au facteur de forme divisé par le nombre de côtés de la cellule. Selon ce principe, il est possible de relier les conducteurs entre eux selon le type de cellule utilisé, respectivement carré pour un arrangement carré et hexagonal pour un arrangement quinconce. Enfin, la résistance thermique moyenne (5.8) est la somme de deux fois la résistance thermique due au vernis (5.4) et également deux fois la résistance bidimensionnelle corrigée (5.7) due à l'espace entre les conducteurs. Dans cette dernière expression k_r est la conductibilité thermique du matériau qui comble les espaces entre les câbles, soit de l'air ou de la résine d'imprégnation. La valeur moyenne obtenue permet de simuler une distribution parfaitement uniforme. Évidemment, ce type de distribution n'existe pas dans la réalité et ce modèle ne peut donc pas représenter correctement le comportement thermique de la bobine.



$$R_{S_f} = \frac{1}{(S_f \cdot w \cdot k_r)} \quad (5.6) \quad R_{S_{fN}} \cong \frac{N}{(S_f \cdot w \cdot k_r)} \quad (5.7)$$

Figure 5.7 : Hypothèse de correction sur le facteur de forme thermique

$$R_{moy} = 2 \left[\frac{N}{(S_f \cdot w \cdot k_r)} + R_v \right] \quad (5.8)$$

Dans la pratique, dans le cas de bobine imprégnée, une quantité d'air résiduelle qui peut rester emprisonnée dans la résine va augmenter localement la valeur de la résistance thermique combinée. La variation d'espace entre deux conducteurs affecte également la valeur de cette résistance thermique. C'est pourquoi deux expressions sont utilisées pour estimer les valeurs minimales et maximales théoriques pour une géométrie de bobine donnée. Ces valeurs constituent une base pour modéliser une distribution aléatoire de fils dans l'encoche. La résistance maximale d'un fil à un autre fil (5.9) est évaluée de la même manière que (5.8), mais utilise la conductivité thermique de l'air k_{air} pour le calcul de la résistance bidimensionnelle. Cette approche simule une bulle d'air dans l'espace séparent deux fils lorsque le processus d'imprégnation de résine est utilisé; sinon, il aurait la même valeur que la résistance moyenne.

La résistance minimale (5.10) est évaluée pour le facteur de remplissage idéalisé comme si la bobine avait été pressée suffisamment pour déformer la géométrie de fil en un carré ou en un hexagone. Cette valeur est déterminée par la longueur équivalente (5.11), (5.12) sur un côté d'un hexagone ou un carré avec la même section de fil circulaire.

$$R_{max} = 2 \left[\frac{N}{(S_f \cdot w \cdot k_{air})} + R_v \right] \quad (5.9)$$

$$R_{min} = \frac{2 \cdot \varepsilon_v}{(w \cdot k_v \cdot L_N)} \quad (5.10)$$

$$L_{(N=6)} = \pi D_{Fil}^2 / 6\sqrt{3} \quad (5.11)$$

$$L_{(N=4)} = \pi D_{Fil}^2 / 4 \quad (5.12)$$

Les valeurs maximales et minimales donnent une base pour l'évaluation du caractère aléatoire entre la quantité de flux échangés d'un conducteur à un autre. Trois types de distributions peuvent être utilisés; normale, uniforme et Weibull.

Les figures suivantes montrent un exemple du genre de résultat qu'il est possible d'obtenir avec chacune des distributions. Les images de gauche présentent la distribution utilisée et sa répartition à l'aide d'un histogramme. Celles de droite montrent la répartition des résistances correspondantes au sein de la bobine. La couleur des lignes représentant les résistances varie de bleu à rouge en fonction de l'importance de leur valeur.

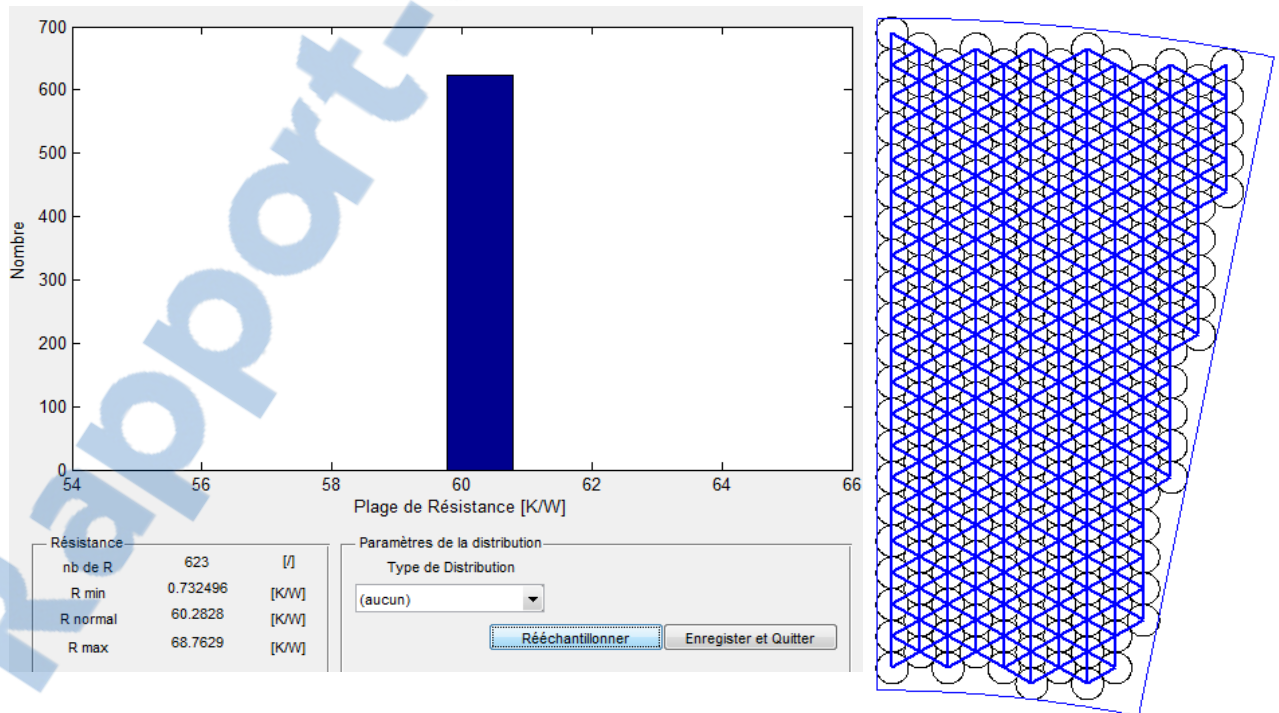


Figure 5.8 : Répartition de résistance selon une distribution uniforme

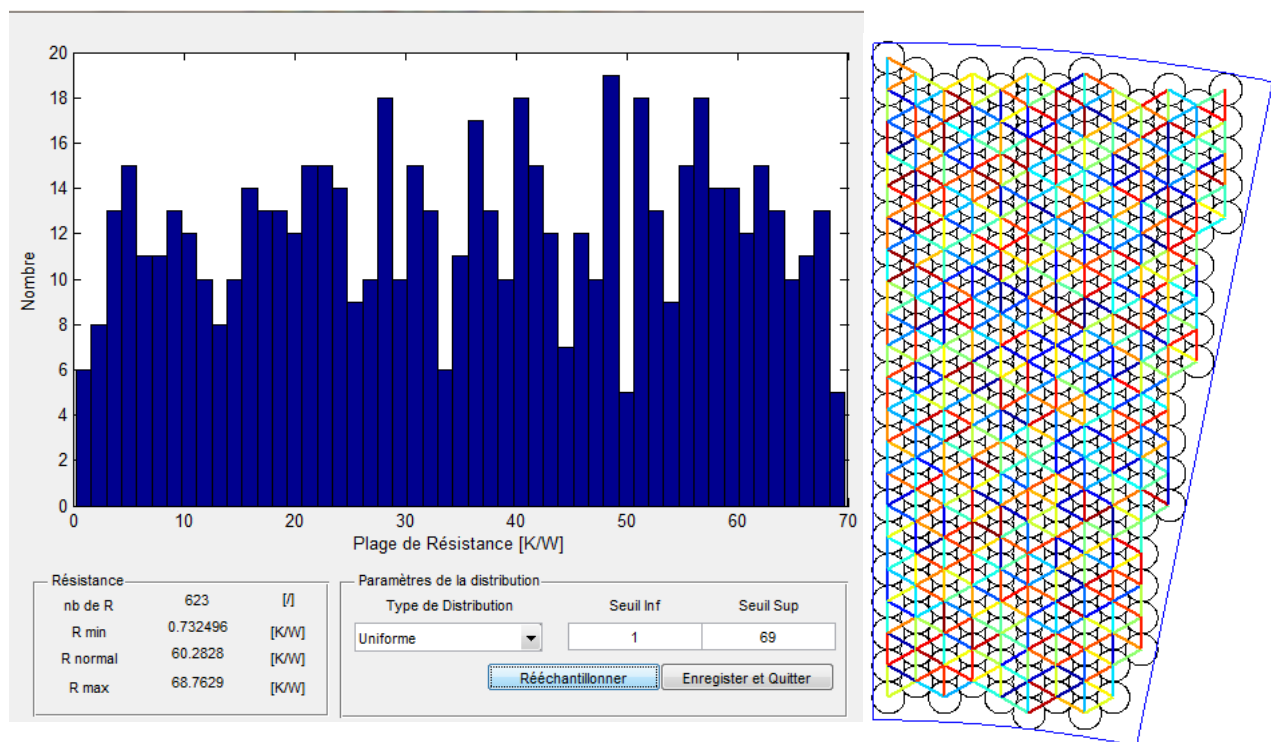


Figure 5.9 : Répartition de résistance selon une distribution aléatoire Uniforme

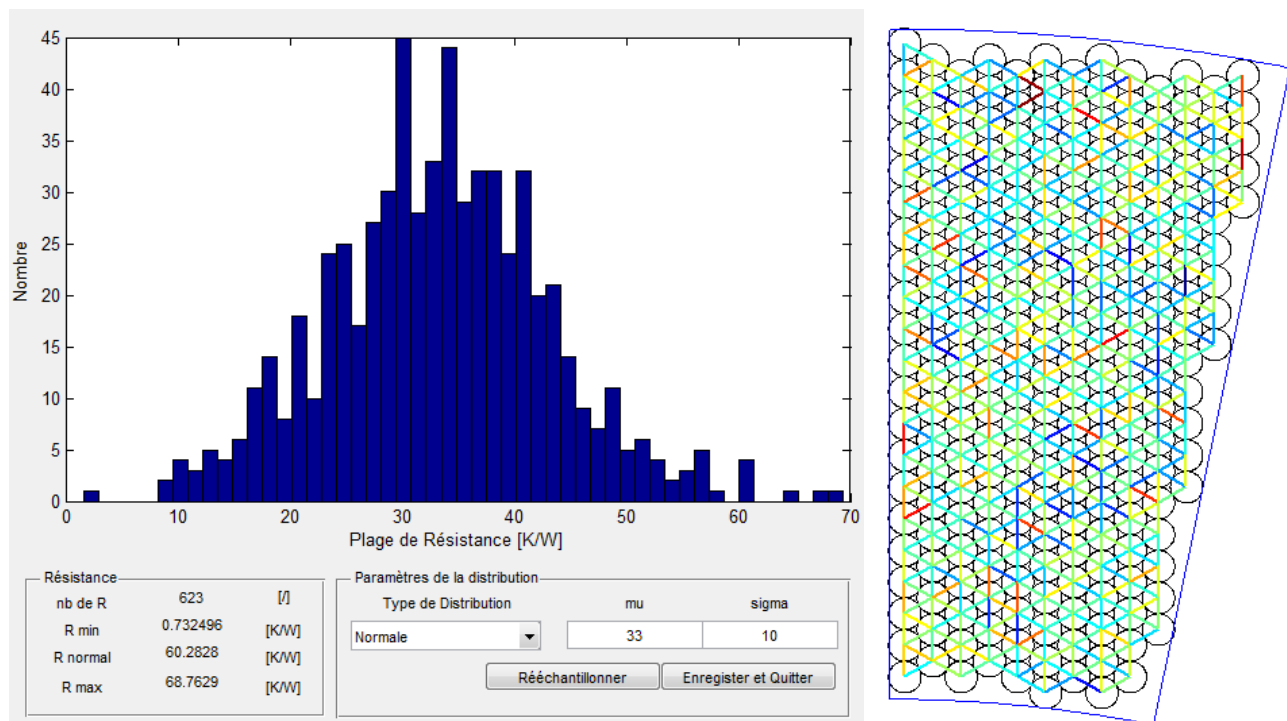


Figure 5.10 : Répartition de résistance selon une distribution Normale

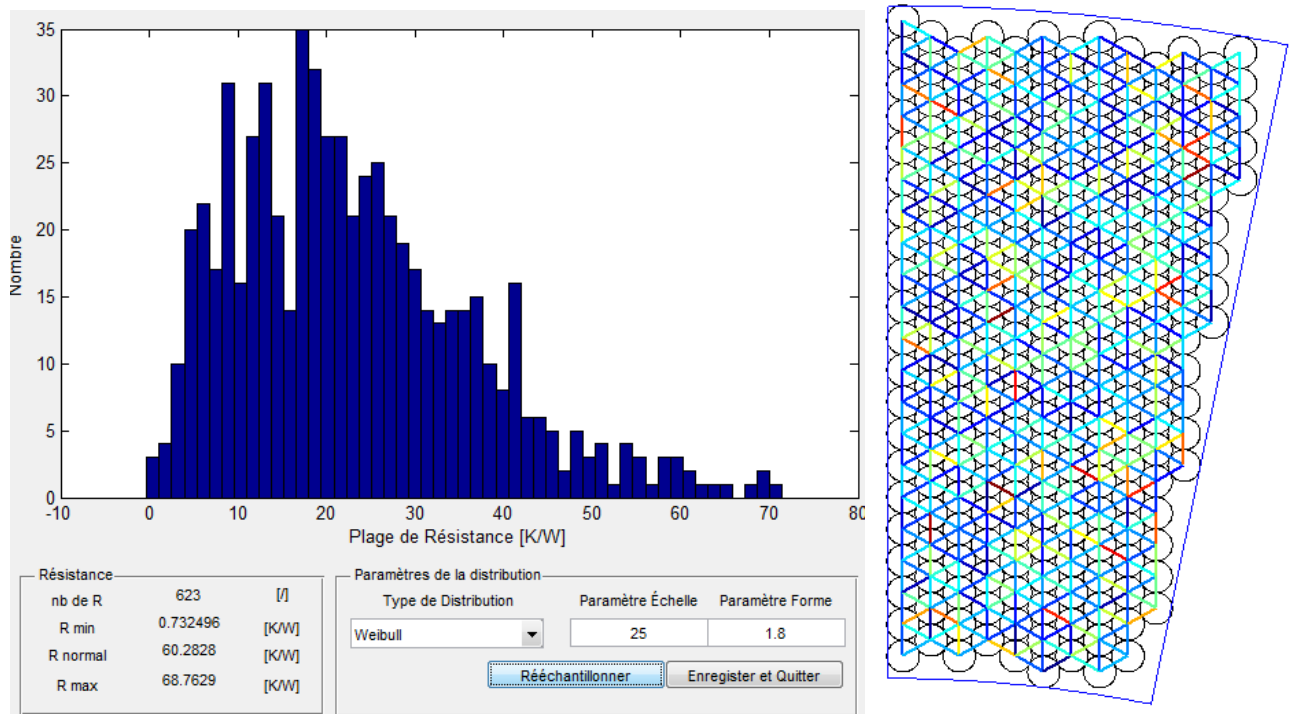


Figure 5.11 : Répartition de résistance selon une distribution de Weibull

5.2.3 Construction mathématique

La construction mathématique suit exactement le même raisonnement que la méthode définie dans le chapitre 3. Cependant, l'utilisation d'une distribution aléatoire implique une approche particulière pour l'élaboration de la matrice des résistances thermiques. Celle-ci doit être construite étape par étape. La première étape consiste en la construction de la partie triangulaire supérieure. Les conducteurs qui sont adjacents sont considérés couplés thermiquement s'ils se trouvent à une distance inférieure à $1.1D_{Hexa}$. Un algorithme effectue un balayage des coordonnées de chacun des conducteurs, vérifie l'équation (5.13) et place une valeur unitaire lorsque deux conducteurs sont couplés thermiquement. La figure 5.12 présente le type de résultat obtenu à la suite de cette procédure.

	1	2	3	4	5	...	j
1	0	1	0	0	1	0	0
2	0	0	0	1	0	0	1
3	0	0	0	1	0	1	0
4	0	0	0	0	1	0	1
5	0	0	0	0	0	1	0
...	0	0	0	0	0	0	0
i	0	0	0	0	0	0	0

$$R_{i,j} = 1 \quad \text{Si} \quad \sqrt{(x(i) - x(j))^2 + (y(i) - y(j))^2} \leq 1.1D_{Hexa} \quad (5.13)$$

Figure 5.12 : Première étape de la construction de la partie triangulaire supérieure de la matrice résistance

Pendant cette étape, le nombre total de couplages, c'est à dire le nombre total de résistances thermiques combinées, est mémorisé. Dans le cas d'une analyse avec une distribution uniforme, il suffit de multiplier toutes ces valeurs par $1/R_{moy}$. Pour des distributions aléatoires, il faut produire un vecteur aléatoire, selon la distribution choisie et la quantité totale de résistances. Ensuite, il suffit de multiplier chacune des valeurs non nulles de la matrice par une valeur du vecteur aléatoire $1/R_{Aléatoire}$.

La deuxième étape consiste à produire la matrice triangulaire inférieure en réalisant la symétrie de la matrice résistances. Il faut ensuite ajouter les valeurs de la diagonale qui sont définies à l'équation (5.15). La matrice ainsi obtenue décrit parfaitement les interactions thermiques entre chacun des conducteurs du modèle. Il suffit ensuite d'appliquer les termes relatifs aux conditions limites sur les éléments diagonaux et le problème peut être résolu.

	1	2	3	4	5	...	j
1	0	$R_{1,2}^{-1}$	0	0	$R_{1,5}^{-1}$	0	0
2	$R_{1,2}^{-1}$	0	0	$R_{2,4}^{-1}$	0	0	$R_{2,2}^{-1}$
3	0	0	0	$R_{3,4}^{-1}$	0	$R_{3,...}^{-1}$	0
4	0	$R_{2,4}^{-1}$	$R_{3,4}^{-1}$	0	1	0	1
5	$R_{1,5}^{-1}$	0	0	0	0	$R_{5,...}^{-1}$	0
...	0	0	$R_{3,...}^{-1}$	0	$R_{5,...}^{-1}$	0	0
i	0	$R_{2,2}^{-1}$	0	0	0	0	0

Symétrie Δ inférieure

$$R_{i,j} = R_{j,i} \quad (5.14)$$

Éléments de diagonale

$$R_{i,i} = - \sum_{j=1}^{nb_{spires}} R_{i,j} \quad (5.15)$$

Figure 5.13 : Deuxième étape de la construction de la partie triangulaire inférieure de la matrice résistance

Pour tenir compte de l'influence de la température sur la résistivité, la méthode de résolution effectue des itérations du vecteur de pertes $[S]$ qui sont évaluées avec la distribution de température de l'itération précédente. Quelques itérations suffisent pour converger vers les températures du régime permanent. L'application de conditions limites peut facilement relier le modèle avec un autre modèle plus global. Il peut également être utilisé indépendamment en ajustant les conditions aux limites souhaitées. Le tableau 5.2 montre les différents types de conditions aux limites avec leurs équations respectives. T_i est la température du nœud auquel la condition est appliquée. $T_{b,c}$ correspond à la température fixée. $q_{b,c}$ est associé au transfert de chaleur et T_0 est la température ambiante. $h_{b,c}$ est le coefficient de convection qui s'applique sur la surface A . La colonne $[R_{i,i}]$ de tableau 5.2 montre l'expression mathématique qui est ajoutée sur l'élément de la diagonale du conducteur qui subit la condition limite. Suivant le même principe, la colonne $[S_i]$ indique la valeur mathématique à ajouter dans le vecteur solution. Ces conditions aux limites permettent une flexibilité suffisante pour simuler beaucoup de configurations différentes.

Tableau 5.2 : Conditions limites pour le modèle de bobine à résistances combinées

<i>C. L.</i>	<i>Equation</i>	$[R_{i,i}]$	$[S_i]$
<i>Température</i>	$(T_i - T_{c,l})/R_{min}$	$1/R_{min}$	$T_{c,l}/R_{min}$
<i>Flux thermique</i>	$q_{b,c}$		$-q_{c,l}$
<i>Convection</i>	$h_{b,c}A(T_i - T_0)$	$h_{c,l}A$	$h_{b,c}AT_0$
<i>Résistance</i>	$(T_i - T_0)/R_{c,l}$	$1/R_{c,l}$	$T_0/R_{c,l}$

Pour les conditions limites non uniformes, le modèle utilise une équation polynomiale (5.16) pour simuler la variation possible sur chaque côté de la bobine.

$$f_{b,c}(x) = Ax^3 + Bx^2 + Cx + D \quad (5.16)$$

Les conducteurs en contact avec une frontière de la géométrie sont identifiés par un algorithme et classés en fonction de leur position. Ensuite, selon la condition limite non uniforme utilisée, une valeur leur est associée en accord avec leur position relative, en respectant l'équation (5.16). Dans la section 5.2.4 et 5.2.5, nous présentons des exemples d'utilisation de cette méthode.

5.2.4 Validation et résultat

À des fins de validations, 10 simulations par éléments finis ont été réalisées sur des bobines de forme carrée contenant respectivement de 16 à 400 conducteurs répartis uniformément. Les frontières ont toutes été imposées à la même température pour simplifier le problème. La valeur d'erreur maximale obtenue sur le point chaud entre la méthode numérique et le modèle analytique est de 0.7% et tend à diminuer à mesure que le nombre de conducteurs de la bobine augmente. Ceci s'explique par le fait que plus la quantité de conducteurs est importante, plus l'hypothèse sur la décomposition du facteur de forme se vérifie. Ce résultat montre que le modèle proposé offre une excellente précision pour un temps de calcul négligeable par rapport à celui de la méthode numérique.

Nous avons réalisé plusieurs essais expérimentaux pour évaluer l'aptitude du modèle à reproduire le comportement réel d'un bobinage. La bobine testée possède les propriétés présentées dans le tableau 5.3. Les mesures ont été réalisées avec dix thermocouples; les cinq premiers sont distribués à l'intérieur de la bobine, les cinq autres sont placés sur les faces extérieures. Nous avons appliqué un courant continu jusqu'à l'obtention du régime permanent.

La thermographie a ensuite été utilisée pour déterminer avec précision les conditions limites à appliquer au modèle. Pour chacune des faces du modèle une équation de la forme de (5.16) a été déterminée grâce à la thermographie présentée dans la figure 5.14.

Tableau 5.3: Propriétés de la bobine testée

	<i>Propriétés</i>
<i>Géométrie</i>	39mm X 97mm
<i>Câble</i>	AWG 11 $D_{Fil} = 2.354mm$ $\varepsilon_v = 0.027mm$
<i>Bobine</i>	$n_m = 480 \text{ turns}$ $l_{moy} = 524 \text{ mm}$ $CU_{real} = 51\%$ $R_{20^\circ C} = 1.05\Omega$
<i>Résultat Régime Permanent</i>	$I = 5.133A$ $V = 6.158V$ $R_{elec} = 1.20\Omega$ $Q = 31.61W$

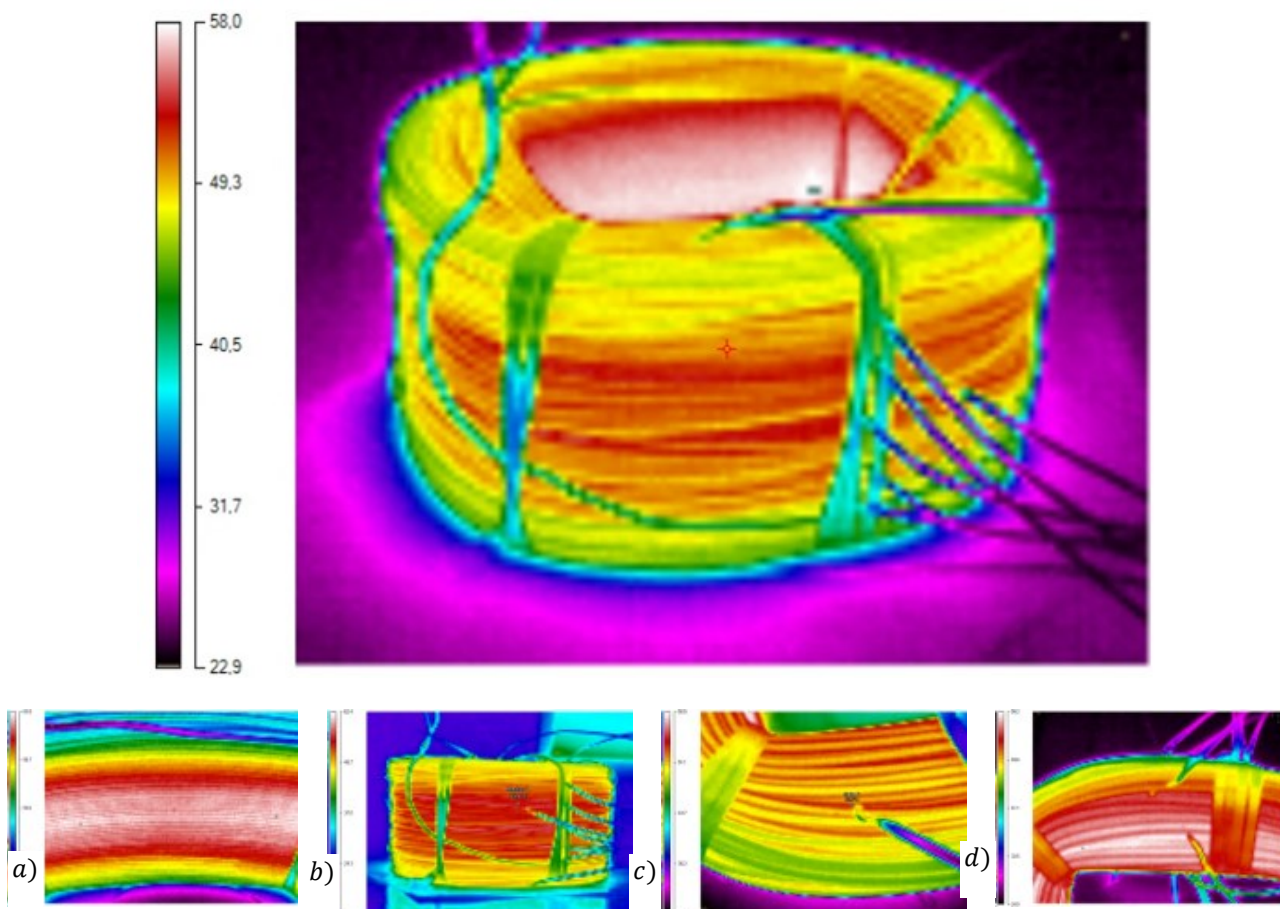


Figure 5.14 : Thermographie de la bobine testée, a) face ouest, b) face est, c) face nord, d) face sud

Les résultats expérimentaux ont montré une différence de température d'environ 20°C entre l'intérieur et l'extérieur de la bobine. Dans le cas étudié, l'effet de la température sur la résistivité a une incidence notable. En effet, le modèle montre que la variation de la résistivité augmente les pertes totales de 14%. Cela montre qu'il faut la considérer pour obtenir le niveau de pertes réel. En règle générale, ce phénomène est d'autant plus important quand la distribution de température dans la bobine est fortement inhomogène et que l'écart de température entre les points les plus chauds et les points les plus froids sont de plusieurs degrés. Un bon exemple est une bobine ayant un niveau de pertes élevé et un refroidissement externe important.

Si nous simulons une distribution uniforme des conducteurs avec une résistance thermique moyenne, les résultats des simulations surestiment la température maximale. Néanmoins, les résultats obtenus expérimentalement peuvent être représentés avec ce type de distribution à condition d'augmenter artificiellement la conductivité thermique du milieu interstitiel comme présenté dans le tableau 5.4. La conductivité est fixée à 0,13 au lieu de 0,03 [$W/m \cdot K$] ce qui correspond à 4 fois la résistivité de l'air. L'ajustement est réalisé en modifiant le facteur ayant la plus grande influence sur le comportement thermique, c'est-à-dire k_r , jusqu'à l'obtention d'un profil de température qui correspond aux résultats expérimentaux. La comparaison des résultats est présentée dans la figure 5.15.

Tableau 5.4 : Résultats de simulation avec une distribution uniforme et la distribution uniforme ajustée

Type de distribution	Conductivité Espace Interstitiel k_r [$W/m \cdot K$]	T_{max} [°C]	T_{moy} [°C]	Q_{tot} [W]
Uniforme	k_{air} (0.03)	87	70	33.6
	$4k_{air}$ (0.13)	66	59	32.4

Ces résultats étaient attendus puisqu'un agencement aléatoire de conducteurs améliore la capacité de dissipation par rapport à un agencement uniforme. En effet, une distribution aléatoire a pour effet de créer des chemins préférentiels de dissipation entre les conducteurs qui sont proches les uns des autres. Ainsi, pour représenter correctement le comportement thermique de la bobine avec le modèle de distribution moyenne uniforme, la conductivité du milieu interstitiel doit être augmentée artificiellement. Le problème avec cette approche est qu'il est difficile de prévoir le niveau d'augmentation sans résultat empirique. Cela montre l'intérêt des distributions aléatoires et de la méthode proposée.

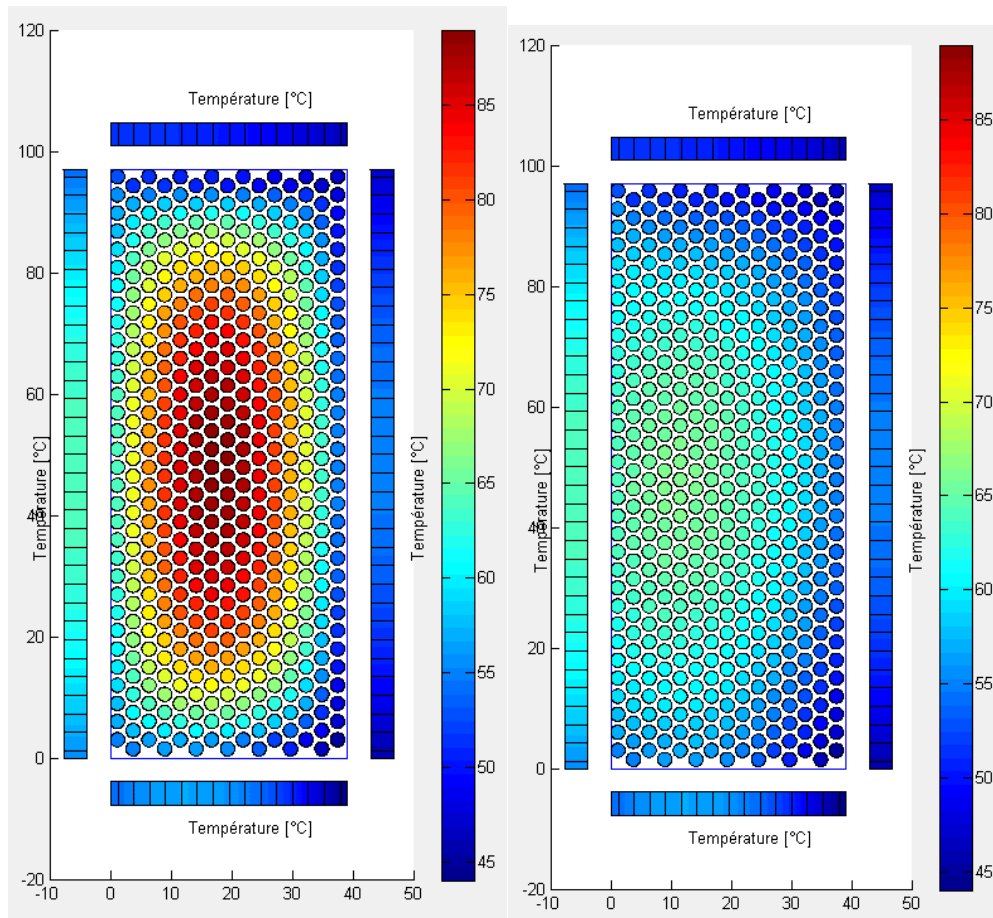


Figure 5.15 : Comparaison entre les distributions, uniforme à gauche et uniforme ajustée à droite

Le tableau 5.5 résume les résultats obtenus pour les différentes distributions aléatoires présentées. Le résultat obtenu avec la distribution aléatoire de Weibull suggère que cette distribution est la meilleure approche pour modéliser un arrangement aléatoire des conducteurs. La figure 5.16 compare la distribution de la température obtenue avec la distribution uniforme en ajustant la conductivité thermique moyenne avec la distribution de Weibull.

Tableau 5.5: Résultats de simulation avec une distribution normale, uniforme aléatoire et Weibull

Type de distribution	T_{max} [°C]	T_{moy} [°C]	Q_{tot} [W]
Normal	74	63	32.9
Random uniform	70	61	32.7
Weibull $P_1 = \frac{2}{3} \left(\frac{R_{max} + R_{min}}{2} \right)$ $P_2 = 2$	67	60	32.6

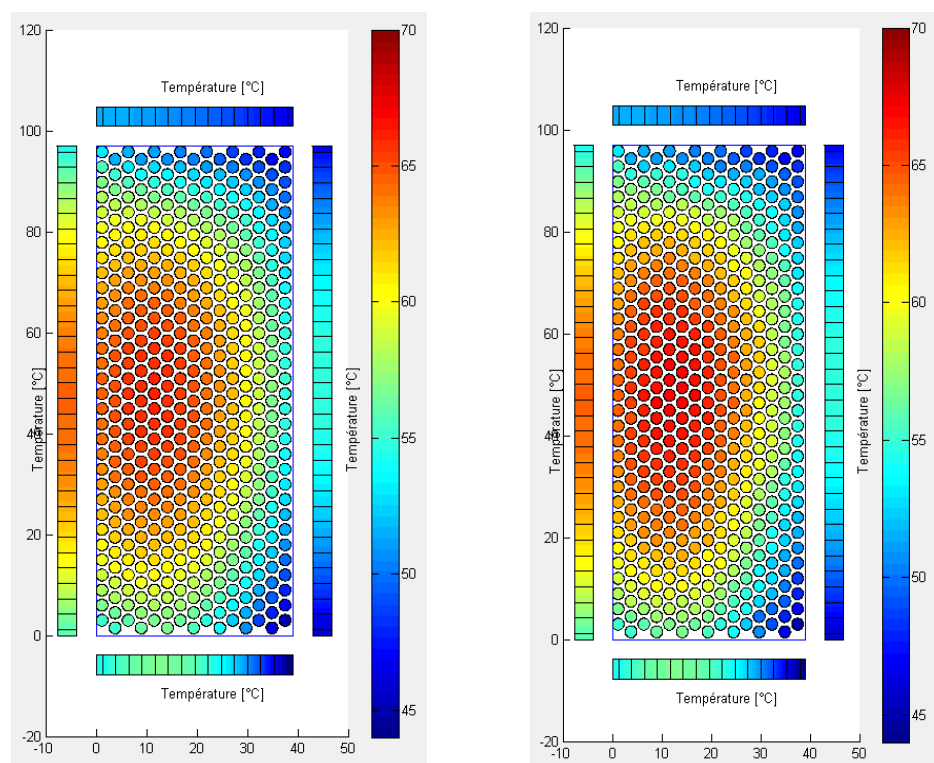


Figure 5.16 : Comparaison entre les distributions, uniforme ajustée à gauche et à Weibull à droite

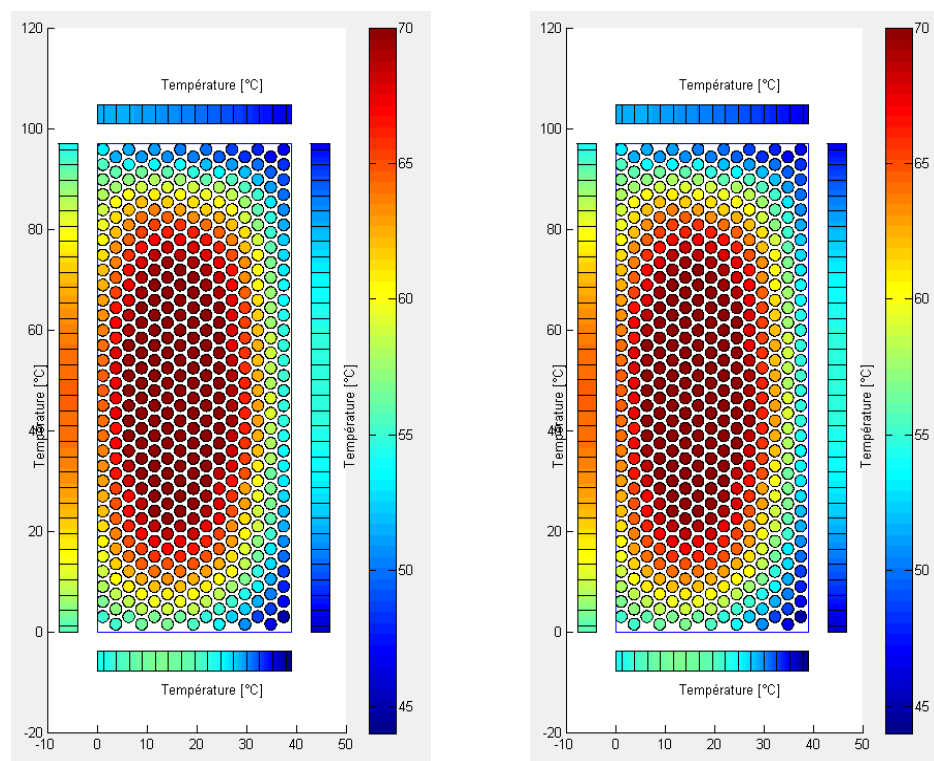


Figure 5.17 : Comparaison entre les distributions, normale à gauche et uniforme aléatoire à droite

La figure 5.17 montre les résultats obtenus avec les deux autres distributions. Les lignes de température de la répartition aléatoire uniforme est irrégulière contrairement à la distribution normale. Les valeurs sont surestimées par rapport aux valeurs expérimentales et l'utilisation de ces deux distributions ne donne pas des résultats intéressants.

5.2.5 Application à un modèle d'encoche

Un circuit magnétique du stator se caractérise par son nombre d'encoches pour placer les bobines de phase. La section des dents du circuit magnétique dépend de la densité de flux maximale pour éviter une saturation magnétique. L'analyse suivante vise à déterminer si une forme géométrique particulière pour l'encoche présente un avantage thermique au niveau de la dissipation. Pour faire cette analyse, nous posons les hypothèses suivantes :

- Les effets de proximité sur les pertes ne sont pas pris en compte
- Les pertes magnétiques au niveau des dents sont négligées
- L'étude est en deux dimensions et néglige les échanges thermiques axiaux

Afin de simplifier le problème, l'encoche et le stator sont représentés de manière rectangulaire comme illustrés à la figure 5.18. Nous avons défini cinq facteurs géométriques pour compléter une étude de sensibilité. Ces facteurs de forme sont présentés sur la figure 5.18 en fonction des dimensions principales de l'encoche. Les facteurs F_4 et F_5 sont respectivement imposés à 2 et 0.5. Ceux-ci impliquent que la section de stator correspondant à un pas d'encoche est toujours deux fois plus large que haute. Dans ce cas, l'aire occupée par la bobine représente la moitié de l'aire occupée par le circuit magnétique. Les facteurs F_1 et F_2 ont une valeur comprise entre 0.3 et 0.9 afin d'assurer une géométrie viable

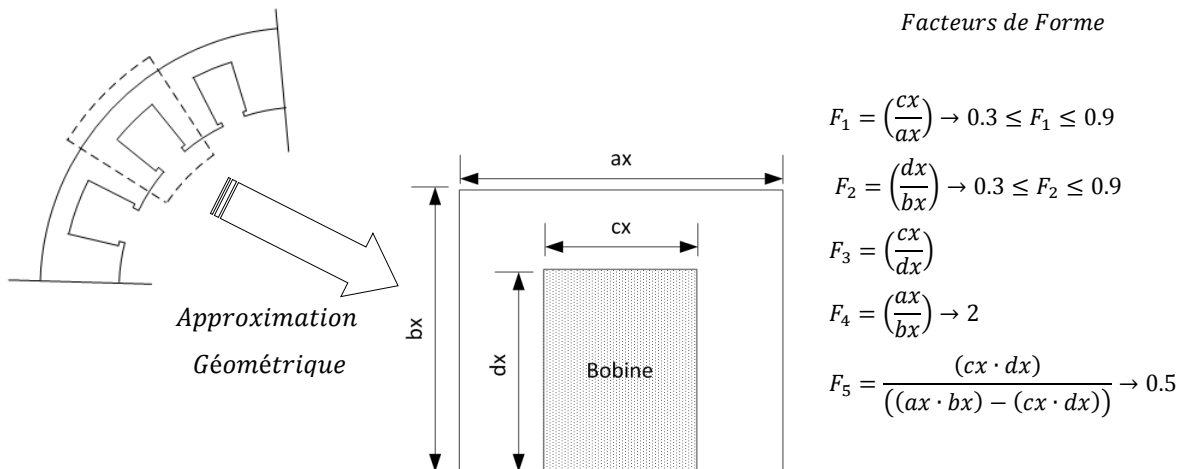


Figure 5.18 : Approximation Géométrique et Facteurs de forme pour application à un modèle d'encoche

Afin de réduire le nombre de variables, plusieurs autres caractéristiques de la simulation sont imposées comme indiqué dans le tableau 5.6. Cela permet de comparer les résultats obtenus. Le niveau de courant

dans les conducteurs est ajusté pour conserver la même densité de courant dans l'encoche. Les simulations prennent en compte l'influence de la variation de la résistivité avec la température sur les pertes Joule. Les pertes totales et leurs distributions dans les conducteurs sont déterminées par le modèle pour chaque simulation en concordance avec la température de chaque conducteur. De plus, toutes les simulations utilisent le même coefficient de remplissage.

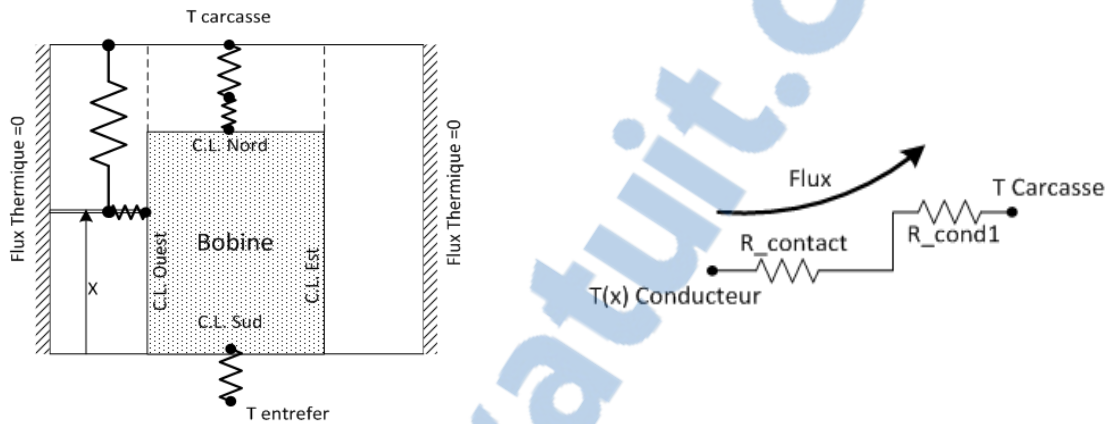


Figure 5. 19: Schématisation du traitement des conditions limites

Tableau 5.6 : Variables de modélisation pour l'application du modèle de bobine à résistances combinées

	Propriétés	Valeurs
Bobine	Dimensions Conducteurs	AWG 4 & AWG 12 (Single Build)
	Nombres de Conducteurs	AWG 4 $\cong$ 420 à 435 AWG12 $\cong$ 2700 à 2740
	Coefficient de Remplissage	$CU_{real} = 60\%$
	Densité de Courant efficace	$J = 1.4 [A/mm^2]$
Éléments Thermiques	Température Culasse	$T_{amb} = 40^\circ C$
	Température entrefer	$T_e = 70^\circ C$
	Coefficient de convection Entrefer	$h_e = 100 [W/m^2 K]$
	Conductibilité thermique Lamination Stator	$k_{lam} = 45 [W/m K]$
	Résistance de Contact Enroulement et Stator	$R_{contact} = 0.5 [W/m^2 K]$

Le modèle de bobinage à résistances combinées est utilisé en imposant des conditions limites qui représentent les interactions thermiques avec l'entrefer et les laminations du stator. Comme il est présenté

dans la figure 5.19, l'approche consiste à analyser un pas d'encoche en profitant de la périodicité du problème. On impose des flux thermiques nuls de chaque côté de la zone étudiée. La condition limite sud subit de la convection selon les paramètres décrits dans le tableau 5.6. L'interaction entre la bobine et le stator est simulée par des résistances thermiques qui évoluent sur le pourtour de l'encoche. La résistance thermique est une combinaison d'une résistance de contact et de la résistance thermique due aux laminations du stator. Un exemple d'évolution de la résistance thermique est présenté par une ligne pointillée orange dans la figure 5.20. Afin de conceptualiser l'évolution de la résistance thermique sur le pourtour de l'encoche, nous avons utilisé un polynôme de degré 2 pour lisser le tout et obtenir un comportement naturellement plus plausible.

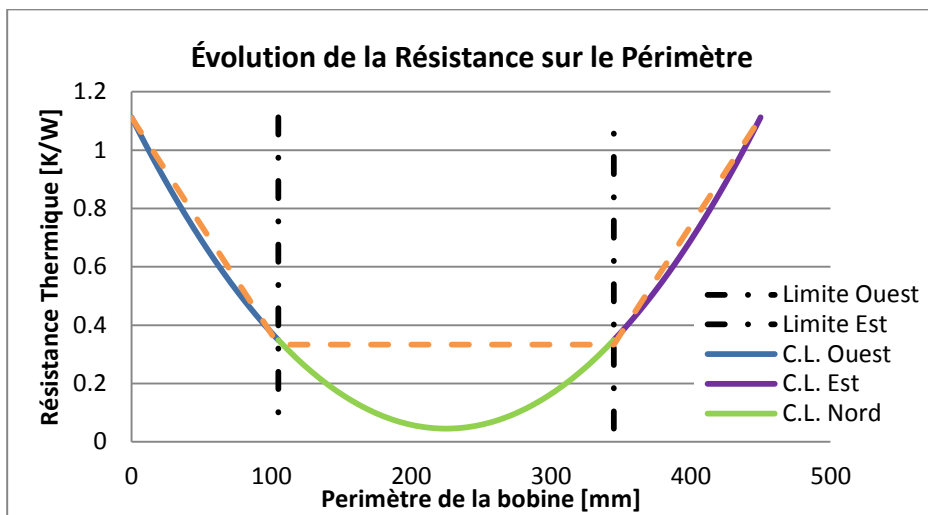


Figure 5.20 : Exemple d'évolution des conditions limites exprimé sous forme de résistance thermique

Vingt simulations ont été réalisées avec différentes combinaisons de facteurs de formes. Les résultats sont présentés en annexe 8. Si l'optimisation vise à maximiser le flux échangé entre la bobine et la carcasse du moteur, c'est-à-dire à minimiser l'intégrale de la résistance thermique équivalente, les facteurs de forme doivent s'approcher des valeurs suivantes :

$$F1 = 0,37, F2 = 0,9, F3 = 0,823$$

Cela correspond à une encoche étroite et profonde comme présenté à la figure 5.21. Par contre, les résultats indiquent que la meilleure dissipation thermique est réalisée lorsque l'encoche a une forme plus large et courte. Ceci signifie que la dissipation thermique par convection par l'entremise de l'entrefer constitue un élément prépondérant du design. En effet, la conduction dans le stator est très élevée et une variation géométrique a une influence négligeable sur le comportement thermique général. Évidemment, ceci ne peut pas être généralisé à toutes les machines car les résultats obtenus sont à l'image de la qualité des simplifications posées. La même analyse avec un coefficient de convection plus faible et une

conductivité thermique des laminations également plus faible aurait probablement mené à compromis plus probant.

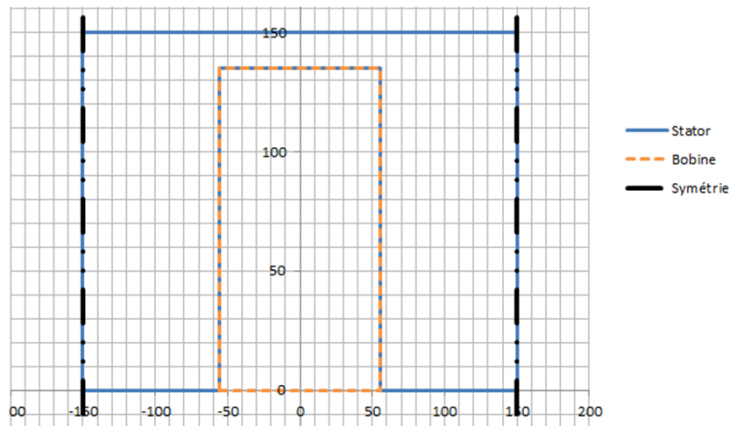


Figure 5.21: Configuration qui maximise le flux échangé entre la bobine et la carcasse

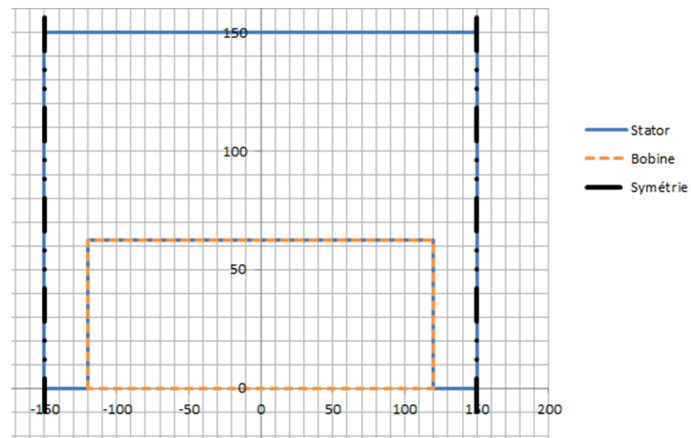


Figure 5.22: Configuration qui maximise la dissipation thermique de la bobine

Les graphiques présentés en annexe 8 des températures moyennes et maximales en fonction du niveau de pertes tendent à montrer que la température moyenne au sein du bobinage est indépendante de la grosseur du fil choisi. Elle est linéairement dépendante du niveau de pertes. De la même manière, les pertes sont plus importantes avec un diamètre de fil plus petit pour une section de cuivre constante. Les graphiques montrent également que pour un même niveau de pertes, le choix d'un diamètre de fil plus petit tend à diminuer légèrement la température maximale.

Finalement, il n'est pas possible de conclure sur une règle de conception claire car les résultats sont à l'image des hypothèses posées. Toutefois, l'étude a permis de comprendre certains liens entre les phénomènes thermiques impliqués dans la bobine. L'optimisation thermique ne peut être absolue car elle dépend des conditions de refroidissement et de l'environnement dans lequel la bobine évoluera.

5.3 Conclusion

Ce chapitre montre les différentes approches pour modéliser thermiquement des bobinages. Dans la plupart des applications de modélisation thermique des machines, l'utilisation d'une conductibilité thermique équivalente est à préconiser en raison de sa simplicité. Le modèle en couches superposées demande plus de calculs mais demeure néanmoins une avenue intéressante. Un modèle a été développé pour les situations où plus d'informations sont nécessaires sur le comportement thermique d'une bobine. Il permet une estimation plus précise des pertes Joule. Il est possible d'analyser l'effet de la variation de la résistivité avec la température et la qualité d'imprégnation. Le modèle à résistances combinées a été validé expérimentalement et comparé à une méthode numérique. Ce modèle prend en compte le facteur de remplissage et peut organiser les fils avec des arrangements différents dans une géométrie donnée. La résistance thermique inégale entre les fils est modélisée par différentes distributions statistiques. Nous avons montré qu'une distribution uniforme standard de la résistance thermique surestime la température du point chaud. Pour adapter les résultats expérimentaux avec la distribution uniforme standard, il a été nécessaire d'augmenter la conductivité de l'air par un facteur de 4. Sinon, le meilleur résultat a été obtenu avec la distribution de Weibull sans modification de la conductivité de l'air.

Le véritable intérêt de ce modèle est de l'intégrer dans un modèle complet. Quelques améliorations pourraient être ajoutées. En effet, nous avons montré que ce modèle pourrait être utilisé dans un processus d'optimisation de la géométrie. Cependant, il faudrait l'associer à un modèle magnétique. Le couplage électrique pourrait être complexifié pour prendre en compte l'influence des harmoniques de courant produit par les alimentations modernes et l'effet de peau. Il serait possible d'utiliser le modèle avec de multiples couches liées entre elles par des résistances axiales et analyser l'impact de l'utilisation de groupe de conducteurs mis en parallèle dans la bobine, ou l'utilisation de la transposition des conducteurs sur l'évolution de la température.

Conclusion générale

Le travail présenté dans ce mémoire traite de la modélisation thermique des machines électriques, spécifiquement appliquée aux machines synchrones à aimants permanents. Les modèles analytiques thermiques prennent la forme de circuits équivalents auxquels s'applique toute la théorie des circuits électriques. Les modèles thermiques basés sur la méthode nodale sont généralement construits à partir d'hypothèses simplificatrices qui définissent la circulation des flux thermiques prépondérants dans une configuration de machine donnée. De plus, l'assemblage complexe des matériaux a des propriétés thermiques anisotropiques et il est souvent difficile de définir des conductibilités thermiques équivalentes. Dans ce cas, il devient indispensable de se tourner vers des données empiriques. Les coefficients de convection sont définis à l'aide de corrélations de manière empirique. Certaines de ces corrélations sont spécifiques aux machines électriques mais d'une manière générale, il reste une incertitude importante sur les valeurs des coefficients de convection calculés. Il faut noter que le traitement de la radiation dans un problème thermique oblige l'utilisation d'une méthode de résolution itérative puisque la radiation est fortement non linéaire.

Dans ce mémoire, nous avons développé un modèle de circuit thermique complet pour des machines à aimants permanents. Sur certains aspects, ce modèle s'apparente à la méthode des volumes finis, mais avec une discrétisation grossière et des éléments de tailles différentes. Nous avons proposé des coefficients de correction pour pallier aux problèmes de discrétisation et aux erreurs liés à l'application ponctuelle de sources de chaleur. La validation avec des données expérimentales montre que ce modèle est performant et produit d'excellents résultats avec les coefficients correcteurs. Le modèle a ensuite été utilisé pour simuler différentes stratégies de refroidissement et étudier l'impact de diverses topologies. Une première étude de cas a montré que l'augmentation du nombre d'encoches améliore le pouvoir dissipatif de l'ensemble de la machine. Dans une autre étude, nous avons montré que l'utilisation d'un bobinage imprégné plutôt qu'un bobinage non imprégné apporte une diminution importante de la température à l'intérieur des bobines. Ensuite, une configuration à rotor externe s'est avérée avantageuse pour le refroidissement des aimants. Cependant, ce type de configuration réduit le pouvoir dissipatif du stator qui est généralement le siège des pertes prépondérantes. Les méthodes et les outils développés dans le cadre de ce travail permettent de réaliser de la conception et de l'optimisation thermique des machines à aimants permanents. Les modèles proposés sont suffisamment généraux pour étudier d'autres types de moteur, comme des machines synchrones à rotor bobiné. Le modèle peut être amélioré pour réaliser des études transitoires et permettre plus de raffinement pour la conception thermique pour des machines à entraînements à vitesse variable. De plus, l'association de ce modèle avec un modèle de dimensionnement magnétique permettra d'avoir un

environnement de conception complet. Cette approche va permettre de déterminer les meilleurs compromis entre la conception magnétique et thermique et cibler des stratégies de refroidissement adéquates.

Nous avons développé et validé un modèle thermique à résistances combinées pour simuler le comportement thermique complexe des bobines. Ce modèle permet d'étudier le caractère aléatoire de la disposition des fils dans une bobine ou une encoche. Nous l'avons couplé à un modèle électrique pour estimer l'augmentation de la résistivité avec la température. Ce modèle simule les interactions entre chacun des conducteurs avec une combinaison de résistances bidimensionnelle et unidimensionnelle. Dans une étude de cas, ce modèle a permis de définir que la distribution aléatoire de Weibull sur les résistances permettait de bien modéliser le comportement thermique d'une bobine à fils jetés. L'utilisation de multicouches de ce modèle permettraient de réaliser des analyses tridimensionnelles sur l'évolution de température à l'intérieure d'une bobines, pour des configurations de transposition de fils ou de groupes de conducteur en parallèles. Ce modèle pourrait être combiné avec un modèle magnétique pour étudier les effets de proximité sur la distribution de courant et de température.

Bibliographies

- [1] J. Pyrhönen, T. Jokinen, et V. Hrabovcová, *Design of rotating electrical machines*, 2th ed. Chichester, U.K.: WILEY, 2014.
- [2] L. E. Radaorozandry, « Conception et optimisation des machines synchrones avec des modèles analytiques en tenant compte de la saturation magnétique », Université Laval, 2007.
- [3] R. J. Roark, *Roark's formulas for stress and strain*, 7th ed. New York: McGraw-Hill, 2002.
- [4] D. C. Hanselman, *Brushless permanent magnet motor design*. Lebanon, Ohio: Magna Physics Publishing, 2006.
- [5] J.-L. Coudert, P. Delsalle, C. Dupui, et D. Hottois, « Construction mécanique des machines électriques tournantes », *Tech. L'Ingénieur Traité Génie Électr. D*, p. 3–780, 1988.
- [6] G. Grellet, « Pertes dans les machines tournantes », *Tech. L'ingénieur*, p. D3450, 1989.
- [7] A. Fasquelle, « Contribution à la modélisation multi-physique : électro-vibro-acoustique et aérothermique de machines de traction », Doctorat, Ecole Centrale de Lille, France, 2007.
- [8] F. Kreith, « Convection heat transfer in rotating systems », *Adv. Heat Transf.*, vol. 5, p. 129–251, 1968.
- [9] F. P. Incropera et F. P. Incropera, Éd., *Fundamentals of heat and mass transfer*, 6th ed. Hoboken, NJ: John Wiley, 2007.
- [10] M. Fénot, Y. Bertin, E. Dorignac, et G. Lalizel, « A review of heat transfer between concentric rotating cylinders with or without axial flow », *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 50, n° 7, p. 1138–1155, juill. 2011.
- [11] D. A. Howey, P. R. N. Childs, et A. S. Holmes, « Air-Gap Convection in Rotating Electrical Machines », *IEEE Trans. Ind. Electron.*, vol. 59, n° 3, p. 1367–1375, mars 2012.
- [12] D. Staton, A. Boglietti, et A. Cavagnino, « Solving the more difficult aspects of electric motor thermal analysis », in *Electric Machines and Drives Conference, 2003. IEMDC'03. IEEE International*, 2003, vol. 2, p. 747–755.
- [13] A. Boglietti, A. Cavagnino, D. Staton, M. Shanel, M. Mueller, et C. Mejuto, « Evolution and Modern Approaches for Thermal Analysis of Electrical Machines », *IEEE Trans. Ind. Electron.*, vol. 56, n° 3, p. 871–882, mars 2009.
- [14] G. Gilson, S. J. Pickering, D. B. Hann, et C. Gerada, « Analysis of the end winding heat transfer variation with altitude in electric motors », in *Industrial Electronics, 2009. IECON'09. 35th Annual Conference of IEEE*, 2009, p. 2545–2550.
- [15] C. Micallef, « End winding cooling in electric machines », University of Nottingham, 2006.
- [16] A. Di Gerlando et I. Vistoli, « Improved thermal modelling of induction motors for design purposes », in *Electrical Machines and Drives, 1993. Sixth International Conference on (Conf. Publ. No. 376)*, 1993, p. 381–386.
- [17] C. Micallef, S. J. Pickering, K. A. Simmons, et K. J. Bradley, « Improved Cooling in the End Region of a Strip-Wound Totally Enclosed Fan-Cooled Induction Electric Machine », *IEEE Trans. Ind. Electron.*, vol. 55, n° 10, p. 3517–3524, oct. 2008.
- [18] D. A. Staton, M. Popescu, D. Hawkins, A. Boglietti, et A. Cavagnino, « Influence of different end region cooling arrangements on end-winding heat transfer coefficients in electrical machines », in *Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE), 2010 IEEE*, 2010, p. 1298–1305.
- [19] G. E. Luke, « The cooling of electric machines », *Am. Inst. Electr. Eng. Trans. Of*, vol. 42, p. 636–652, 1923.
- [20] Y. Bertin, « Refroidissement des machines électriques tournantes », *Tech. L'ingénieur Traité Génie Électr. D3460*, 1999.

- [21] A. Boglietti, A. Cavagnino, D. A. Staton, M. Popescu, C. Cossar, et M. I. McGilp, « End Space Heat Transfer Coefficient Determination for Different Induction Motor Enclosure Types », in *2008 IEEE Industry Applications Society annual meeting*, Piscataway, NJ, 2008, p. 1-8.
- [22] S. J. Pickering, « Heat transfer from the stator end-windings of a low voltage concentric-wound induction motor », in *Electrical Machines and Drives, 1995. Seventh International Conference on (Conf. Publ. No. 412)*, 1995, vol. 1995, p. 477-481.
- [23] A. Boglietti, A. Cavagnino, M. Parvis, et A. Vallan, « Evaluation of radiation thermal resistances in industrial motors », *IEEE Trans. Ind. Appl.*, vol. 42, n° 3, p. 688-693, mai 2006.
- [24] F. Bobaru et S. Rachakonda, « Optimal shape profiles for cooling fins of high and low conductivity », *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 47, n° 23, p. 4953-4966, nov. 2004.
- [25] A. Bejan, « Technology Evolution, from the Constructal Law », *Adv. Heat Transf.*, vol. 45, p. 183, 2013.
- [26] D. A. Staton et E. So, « Determination of optimal thermal parameters for brushless permanent magnet motor design », 1998, vol. 1, p. 41-49.
- [27] European conference on power electronics and applications, *EPE Dresden 2005*. Brussels: EPE Association, 2005.
- [28] G. Dajaku et D. Gerling, « An improved lumped parameter thermal model for electrical machines », in *17th International Conference on Electrical Machines (ICEM2006)*, 2006.
- [29] A. Bousbaine, « Thermal Modelling of Induction Motors Based on Accurate Loss Density Distribution », *Electr. Mach. Power Syst.*, vol. 27, n° 3, p. 311-324, févr. 1999.
- [30] N. Jaljal, J.-F. Trigeol, et P. Lagonotte, « Reduced Thermal Model of an Induction Machine for Real-Time Thermal Monitoring », *IEEE Trans. Ind. Electron.*, vol. 55, n° 10, p. 3535-3542, oct. 2008.
- [31] A. Boglietti, A. Cavagnino, M. Lazzari, et M. Pastorelli, « A simplified thermal model for variable-speed self-cooled industrial induction motor », *Ind. Appl. IEEE Trans. On*, vol. 39, n° 4, p. 945-952, 2003.
- [32] P. H. Mellor, D. Roberts, et D. R. Turner, « Lumped parameter thermal model for electrical machines of TEFC design », in *IEE Proceedings B (Electric Power Applications)*, 1991, vol. 138, p. 205-218.
- [33] S. Nategh, O. Wallmark, M. Leksell, et S. Zhao, « Thermal Analysis of a PMaSRM Using Partial FEA and Lumped Parameter Modeling », *IEEE Trans. Energy Convers.*, vol. 27, n° 2, p. 477-488, juin 2012.
- [34] G. Li, J. Ojeda, E. Hoang, M. Gabsi, et M. Lecrivain, « Thermal–Electromagnetic Analysis for Driving Cycles of Embedded Flux-Switching Permanent-Magnet Motors », *IEEE Trans. Veh. Technol.*, vol. 61, n° 1, p. 140-151, janv. 2012.
- [35] L. Alberti et N. Bianchi, « A Coupled Thermal–Electromagnetic Analysis for a Rapid and Accurate Prediction of IM Performance », *IEEE Trans. Ind. Electron.*, vol. 55, n° 10, p. 3575-3582, oct. 2008.
- [36] J.-F. Trigeol, Y. Bertin, et P. Lagonotte, « Thermal modeling of an induction machine through the association of two numerical approaches », *Energy Convers. IEEE Trans. On*, vol. 21, n° 2, p. 314-323, 2006.
- [37] J. P. Holman, *Heat transfer*. New York: McGraw-Hill Companies, 1997.
- [38] M. Broussely, Y. Bertin, et P. Lagonotte, « Reduction and optimisation of thermal models using Kirchhoff network theory », *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 42, n° 8, p. 795-804, août 2003.
- [39] A. Boglietti, A. Cavagnino, et D. Staton, « Determination of critical parameters in electrical machine thermal models », *Ind. Appl. IEEE Trans. On*, vol. 44, n° 4, p. 1150-1159, 2008.
- [40] M. L. Idoughi, « Extraction de modèles thermiques simplifiés des machines électriques à partir d'un calcul du champ de températures », Université Paris Sud-Paris XI, 2011.

- [41] E. Hoang, M. Lecrivain, S. Hlioui, H. B. Ahmed, et B. Multon, « Element of slot thermal modelling », 2010, p. 303-305.
- [42] General Electric Company, *Heat transfer and fluid flow : data books*. The Company, 1970.
- [43] A. Boglietti, A. Cavagnino, et D. Staton, « Determination of critical parameters in electrical machine thermal models », *Ind. Appl. IEEE Trans. On*, vol. 44, n° 4, p. 1150–1159, 2008.
- [44] R. Glises, *Machines Electriques Tournantes*. Ed. Techniques Ingénieur.
- [45] A. G. Jack, B. C. Mecrow, P. G. Dickinson, D. Stephenson, J. S. Burdess, N. Fawcett, et J. T. Evans, « Permanent-magnet machines with powdered iron cores and prepressed windings », *Ind. Appl. IEEE Trans. On*, vol. 36, n° 4, p. 1077–1084, 2000.
- [46] P. M. Teertstra, M. M. Yovanovich, et J. R. Culham, « Conduction Shape Factor Models for Hollow Cylinders with Nonuniform Gap Spacing », *J. Thermophys. Heat Transf.*, vol. 23, n° 1, p. 28-32, janv. 2009.
- [47] F. P. Incropera, D. P. Dewitt, T. L. Bergman, et A. S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer - 6th Edition Incropera*. .
- [48] J. Jones, D. Poulikakos, et J. Orozco, « Mixed convection from a rotating horizontal heated cylinder placed in a low-speed wind tunnel », *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 9, n° 2, p. 165-173, juin 1988.
- [49] M. Schiefer et M. Doppelbauer, « Indirect Slot Cooling for High-Power-Density Machines with Concentrated Winding.pdf », coeur d'alene, USA.

Annexe 1 – Électromagnétisme et équations de Maxwell

<i>Paramètres et leur Symbole</i>	<i>Dimensions ^a</i>	<i>Nom des Unités</i>	<i>Unités</i>
<i>Charge, Q</i>	Q	<i>Coulombs</i>	C
<i>Potentiel scalaire Électrique, Φ_v</i>	$ML^2T^{-2}Q^{-1}$	<i>Volt</i>	V
<i>Courant, I</i>	QT^{-1}	<i>Ampères</i>	A
<i>Densité de courant (Surface), J</i>	$QL^{-2}T^{-1}$	<i>Ampères par mètre carré</i>	A/m^2
<i>Densité de charge (Volume), ρ</i>	QL^{-3}	<i>Coulombs par mètre cube</i>	C/m^3
<i>Intensité du champ Électrique, E</i>	$MLT^{-2}Q^{-1}$	<i>Volt par mètre</i>	V/m
<i>Densité du Flux Électrique, D</i>	QL^{-2}	<i>Coulombs par mètre carré</i>	C/m^2
<i>Intensité du champ Magnétique, H</i>	$L^{-1}T^{-1}Q$	<i>Ampères par mètre</i>	A/m
<i>Densité du Flux Magnétique, B</i>	$MT^{-1}Q^{-1}$	<i>Webers par mètre carré</i> <i>= Tesla</i>	Wb/m^2 T
<i>Résistance, R</i>	$ML^2T^{-1}Q^{-2}$	<i>Ohms</i>	Ω
<i>Conductibilité, σ</i>	$M^{-1}L^{-2}TQ^2$	<i>Siemens par mètre</i>	S/m
<i>Inductance, L</i>	ML^2Q^{-2}	<i>Henry</i>	H
<i>Capacité, C</i>	$M^{-1}L^{-2}T^2Q^{-2}$	<i>Farad</i>	F
<i>Perméabilité, μ</i>	MLQ^{-2}	<i>Henry par mètre</i>	H/m
<i>Permittivité, ϵ</i>	$M^{-1}L^{-3}T^2Q^{-2}$	<i>Farad par mètres</i>	F/m
<i>Réductance, $\mathcal{R}$</i>	$M^{-1}L^{-2}Q^2$	<i>Ampères par Weber</i>	A/Wb
<i>Flux, ϕ</i>	$ML^2T^{-1}Q^{-1}$	<i>Webers</i>	Wb

a: M = masse (Kg); L = Longueur (m); T = temps (sec); Q = Charge (C)

A1.1 Rappel mathématique

Cette section a pour but de réaliser une révision sommaire des notions fondamentales à la compréhension de l'algèbre vectorielle. La notation vectorielle permet de visualiser l'intensité, l'orientation et le sens d'une quantité physique : par exemple, beaucoup de quantités en électromagnétisme s'expriment sous forme de champs vectoriels. Certaines quantités physiques comme la masse et le temps sont des quantités scalaires et ne peuvent faire l'objet d'un champ vectoriel. Ceci étant dit, les opérations applicables à des champs vectoriels sont absolument indispensables pour l'application de l'analyse vectorielle à l'étude de l'électricité, au magnétisme et à la mécanique des fluides. Les explications sont réalisées dans un domaine à trois dimensions cependant les notions expliquées sont directement transposable pour des domaines à deux dimensions.

Définition d'une fonction scalaire :

Une fonction scalaire f fait correspondre à chaque triplet de coordonnées (x, y, z) dans le domaine de définition $D \subset \mathbb{R}^3$ une valeur scalaire unique, notée $f(x, y, z)$.

Définition d'un champ vectoriel :

Soit E un sous-ensemble de $\mathbb{R}^3$. Un **champ vectoriel** défini sur $\mathbb{R}^3$ est une fonction $\vec{F}$ qui fait correspondre à chaque point (x, y, z) de E un vecteur de dimension trois $\vec{F}(x, y, z)$. Donc lorsque $\vec{F}(x, y, z)$ est exprimé avec ses fonctions composantes P, Q et R , elle prend la forme suivante :

$$\vec{F}(x, y, z) = P(x, y, z)\vec{i} + Q(x, y, z)\vec{j} + R(x, y, z)\vec{k}$$

Les opérations

L'opérateur différentiel ∇ («del» ou «nabla») est défini comme :

$$\nabla = \vec{i} \frac{\partial}{\partial x} + \vec{j} \frac{\partial}{\partial y} + \vec{k} \frac{\partial}{\partial z}$$

Où

$\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$ sont les vecteurs orthogonaux

L'opérateur différentiel peut interagir avec un champ vectoriel ou avec une fonction scalaire comme il est résumé ici :

$$\text{La divergence} \quad \text{div } \vec{F} = \nabla \cdot \vec{F}$$

$$\text{Le rotationnel} \quad \text{curl } \vec{F} = \nabla \times \vec{F}$$

$$\text{Le gradient} \quad \text{grad } f = \nabla f$$

Le gradient

Le gradient est une grandeur vectorielle qui nous informe sur le taux de variation maximum de la fonction en un point. Si f est une fonction scalaire de trois variables, son gradient est un champ vectoriel défini sur $\mathbb{R}^3$ par :

$$\text{grad } f = \nabla f(x, y, z) = \vec{i} \frac{\partial f_x}{\partial x} + \vec{j} \frac{\partial f_y}{\partial y} + \vec{k} \frac{\partial f_z}{\partial z}$$

Un champ vectoriel $\vec{F}$ est dit un champ vectoriel conservatif s'il est le gradient d'une fonction scalaire, c'est-à-dire que $\vec{F} = \nabla f$. De plus, dans cette situation, la fonction f est nommée fonction potentiel de $\vec{F}$.

La divergence

On définit un champ vectoriel tel que $\vec{F}(x, y, z) = P(x, y, z)\vec{i} + Q(x, y, z)\vec{j} + R(x, y, z)\vec{k}$ qui est défini sur $\mathbb{R}^3$ et ses dérivées partielles des fonctions scalaires P, Q et R existent. Alors la divergence de $\vec{F}$ est une fonction à trois variables définie comme suit :

$$\text{div } \vec{F} = \nabla \cdot \vec{F} = \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial Q}{\partial y} + \frac{\partial R}{\partial z}$$

Donc, la divergence produit un champ scalaire qui se définit grossièrement comme un champ de vecteur qui exprime la tendance à fluer localement en dehors d'un petit volume entourant le point où est calculée la divergence. Bien que cette définition puisse sembler abstraite, elle prend tout son sens lorsqu'elle est appliquée à une quantité physique comme un champ électrique.

Le rotationnel

On définit un champ vectoriel tel que $\vec{F}(x, y, z) = P(x, y, z)\vec{i} + Q(x, y, z)\vec{j} + R(x, y, z)\vec{k}$ qui est défini sur $\mathbb{R}^3$ et ses dérivées partielles des fonctions scalaires P, Q et R existent. Alors le rotationnel de $\vec{F}$ est un champ vectoriel défini sur $\mathbb{R}^3$ par :

$$\nabla \times \vec{F} = \det \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ \frac{\partial}{\partial x} & \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial z} \\ P & Q & R \end{vmatrix}$$

$$\text{curl } \vec{F} = \left(\frac{\partial R}{\partial y} - \frac{\partial Q}{\partial z} \right) \vec{i} + \left(\frac{\partial P}{\partial z} - \frac{\partial R}{\partial x} \right) \vec{j} + \left(\frac{\partial Q}{\partial x} - \frac{\partial P}{\partial y} \right) \vec{k}$$

Si $\vec{F}(x, y, z)$ est un champ conservatif comme il a été défini précédemment, alors le rotationnel de ce même champ vectoriel est nécessairement égal à zéro si la fonction scalaire possède des dérivées secondes continues puisque :

$$\nabla \times \nabla \times f = \det \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ \frac{\partial}{\partial x} & \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial z} \\ \frac{\partial f}{\partial x} & \frac{\partial f}{\partial y} & \frac{\partial f}{\partial z} \end{vmatrix}$$

$$= \left(\frac{\partial^2 f}{\partial y \partial z} - \frac{\partial^2 f}{\partial z \partial y} \right) \vec{i} + \left(\frac{\partial^2 f}{\partial z \partial x} - \frac{\partial^2 f}{\partial x \partial z} \right) \vec{j} + \left(\frac{\partial^2 f}{\partial x \partial y} - \frac{\partial^2 f}{\partial y \partial x} \right) \vec{k}$$

$$= 0\vec{i} + 0\vec{j} + 0\vec{k} = \vec{0}$$

En résumé, le rotationnel d'un champ vectoriel exprime la tendance d'un champ à tourner autour d'un point. Lorsque le rotationnel est égal à zéro en un point, ceci signifie qu'il n'y a pas de rotation; il est dit alors qu'il est irrotationnel en ce point.

Applications des opérateurs

Si f et v sont des fonctions scalaires et que $\vec{V}$ et $\vec{F}$ sont des fonctions vectorielles, il est possible de démontrer les qualités suivantes qui sont fort utiles pour effectuer des manipulations et préparer les équations différentielles pour une analyse par éléments finis :

$$\overrightarrow{\text{grad}}(fv) = f\overrightarrow{\text{grad}}(v) + v\overrightarrow{\text{grad}}(f)$$

$$\text{div}(f\vec{F}) = f\text{div}(\vec{F}) + \overrightarrow{\text{grad}}(f) \cdot \vec{F}$$

$$\text{div}(\vec{F} \times \vec{V}) = -\vec{F} \cdot \overrightarrow{\text{curl}}(\vec{V}) + \overrightarrow{\text{curl}}(\vec{F} \cdot \vec{V})$$

$$\overrightarrow{\text{curl}}(f\vec{F}) = f\overrightarrow{\text{curl}}(\vec{F}) + (\overrightarrow{\text{grad}}f) \times \vec{F}$$



De nombreuses autres notions sont importantes pour bien comprendre, traiter et analyser les équations aux dérivées partielles. Toutefois, elles ne seront pas démontrées dans ce document car elles ne sont pas indispensables à la compréhension des sections suivantes. Les explications fournies ont été en majeure partie inspirées du chapitre 9 et 10 de [A10].

A1.2 Électromagnétisme et équations de Maxwell

Les phénomènes physiques en jeu dans l'électromagnétisme font référence à des quantités dites «abstraites», puisque celles-ci ne peuvent être vues ou touchées contrairement à d'autres quantités physiques comme des quantités mécaniques ou thermiques. Lorsqu'un problème fait face à une géométrie complexe ou à des non-linéarités, il devient pratiquement impossible d'effectuer une résolution analytique, c'est pourquoi il faut se tourner vers des méthodes numériques. L'ensemble des phénomènes électromagnétiques peuvent être décrits par quatre équations, grâce au génie de James Clerk Maxwell.

Équation de **Maxwell**

$$\begin{aligned} \operatorname{div}(\vec{B}) &= 0, & \text{Loi de conservation du flux magnétique} \\ \operatorname{curl}(\vec{H}) &= \vec{J} + \partial \vec{D} / \partial t, & \text{Loi d'Ampère} \\ \operatorname{div}(\vec{D}) &= \rho, & \text{Loi de Gauss} \\ \operatorname{curl}(\vec{E}) &= -\partial \vec{B} / \partial t, & \text{Loi de Lenz} \end{aligned}$$

Dans le cas d'un problème qui fait intervenir les phénomènes électromagnétiques à basse fréquence, les équations de champs électriques $\vec{E}$ et $\vec{D}$ et les équations de champs magnétiques $\vec{B}$ et $\vec{H}$ peuvent être découplés. Autrement dit, le système électrique et le système magnétique ont chacun leur ensemble d'équations et peuvent donc être traités séparément ce qui, sur le plan mathématique, constitue une importante simplification. Ce découplage des équations de Maxwell est généralement possible dans des applications avec des courants alternatifs ayant une fréquence de l'ordre de $f < 1$ à 10 GHz .

De plus, une loi est très utile et couramment utilisée dans le domaine de l'électromagnétisme : la loi de **Biot-Savart**. Celle-ci est seulement valide dans les milieux homogènes et elle constitue une expression auxiliaire pour le calcul de H en fonction du courant. Il est possible de voir cette loi comme une variante algébrique de la loi d'Ampère. Cette loi permet de calculer H produit par un conducteur de forme irrégulière. Cette approche est parfois couplée à une analyse par élément finis pour réduire le temps de calcul.

$$dH = I \frac{dl * r}{4\pi r^3}$$

dH = Élément infinitésimal de H
 dl = Élément infinitésimal de segment du conducteur
 I = Le courant dans le conducteur
 r = Vecteur qui relie le début et la fin du conducteur

Les quantités électromagnétiques impliquées dans les équations de Maxwell sont :

L'intensité du champ électrique, E

La densité de flux électrique ou induction électrique, D

L'intensité du champ magnétique, H

La densité de flux magnétique ou induction magnétique, B

La densité de courant (surface) J

La densité de charge (volume), ρ

La perméabilité magnétique, μ

La permittivité électrique, ε

La conductivité électrique, σ

Certaines propriétés énumérées sont définies succinctement dans la section suivante.

A1.3 Définition des propriétés

Intensité du champ électrique, noté E

Une charge électrique ou un ensemble de charge électrique Q , stationnaire dans l'espace, ont la propriété de créer une quantité électrique dans l'espace nommée «intensité du champ électrique». Cette quantité se modélise sous forme de vecteurs et obéit aux lois gouvernant les champs vectoriels.

Intensité du champ magnétique, noté H

Lorsqu'une charge ou un ensemble de charge se déplace dans l'espace, il y a création d'une intensité de champ magnétique. Par exemple, lorsqu'un courant circule dans un conducteur électrique, le niveau de charge du conducteur demeure inexistant puisque l'électron qui sort du conducteur est remplacé par un électron qui entre dans le conducteur, ce qui résulte en une charge électrique nulle. L'énoncé précédent implique que l'intensité du champ électrique est nulle; par contre, le mouvement des charges crée une intensité de champ magnétique autour du conducteur qui devient dépendante du niveau de courant circulant dans le conducteur.

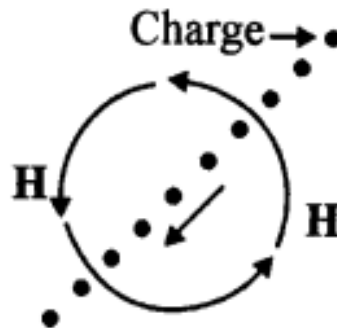


Figure A1.1 : Génération d'une intensité de champ magnétique causé par un mouvement de charge

La densité de flux magnétique et la perméabilité, la densité de flux électrique et la permittivité

Puisque B est un champ vectoriel, il est possible de définir un flux Φ traversant une surface notée S :

$$\Phi = \int_S B \, ds$$

L'induction magnétique B est aussi nommé densité de flux magnétique. C'est une grandeur physique qui caractérise l'intensité et la répartition du champ magnétique dans l'espace.

La perméabilité μ est une propriété intrinsèque des matériaux qui détermine la capacité du flux magnétique à se propager dans le matériau. Plus la perméabilité est élevée et plus la densité de flux magnétique et de flux passant dans la section est grande. La relation qui unit la perméabilité, l'intensité du champ magnétique et la densité de flux magnétique prend la forme suivante dans un milieu homogène isotrope : $\vec{B} = \mu \vec{H}$.

D est nommée induction électrique. Il est possible de faire un parallèle direct avec l'induction magnétique en comparant les relations D , ε et B , μ . En effet, le flux de densité électrique et l'intensité du champ électrique sont interreliés par une propriété du milieu, la permittivité; dans le cas d'un matériau homogène isotrope, la relation prend la forme suivante : $\vec{D} = \varepsilon \vec{E}$.

La densité de courant surfacique, J

La densité surfacique est définie comme étant la quantité de charge traversant perpendiculairement la section. Si la surface est petite, il est possible de considérer la densité de courant surfacique comme étant constante sur toute l'aire de la section. Pour des sections plus importantes, cette hypothèse devient erronée et il faut traiter l'effet pelliculaire qui se matérialise comme une densité de courant surfacique qui varie sur toute la surface.

$$I = \int_S J \, ds$$

Les équations de Maxwell décrivent l'intime relation qui existe entre chacune des quantités physiques décrites. Trois types de stratégies sont utilisés pour résoudre ces équations. Chacune de ces approches est applicable pour des situations physiques particulières et permet d'obtenir des résultats différents. Les explications sur les différents régimes et leurs modèles sont tirées du manuel d'utilisation du logiciel Flux [A6].

A1.4 Analyse magnétostatique

Une analyse magnétostatique peut sembler hors d'intérêt puisque la majorité des dispositifs électromagnétiques utilisent des sources de courant variables dans le temps et ont des parties en mouvement. Néanmoins, si la structure est construite de manière à négliger les courants induits dans les matériaux conducteurs, il est possible de traiter le problème de manière magnétostatique. Autrement dit, il

est possible d'étudier une structure magnétostatique pour plusieurs positions différentes et ensuite de combiner les résultats pour obtenir le comportement dynamique.

Une analyse magnétostatique signifie que les dérivées par rapport au temps sont nulles. Il se produit alors un découplage entre les champs magnétique et électrique. Par conséquent, le régime statique magnétique est gouverné par les équations suivantes :

$$\begin{aligned} \operatorname{div}(\vec{B}) &= 0, & \text{Loi de conservation du flux magnétique} \\ \operatorname{curl}(\vec{H}) &= \vec{J}, & \text{Loi d'Ampère} \end{aligned}$$

Ces deux équations sont complétées par la relation constitutive des matériaux : par exemple, dans le cas d'un matériau linéaire isotrope, la relation $B(H)$ ou à l'inverse $H(B)$ se définit comme suit :

$$\begin{aligned} \vec{B} = \mu \vec{H} \} \rightarrow \begin{cases} \mu_0 \mu_r \vec{H} \\ \mu_0 \mu_r \vec{H} + \vec{B}_r \end{cases} & \begin{aligned} \mu_0 &= \text{Perméabilité du vide} \\ \mu_r &= \text{Perméabilité relative} \\ \vec{B}_r &= \text{Induction rémanente (aimant permanent)} \end{aligned} \\ \vec{H} = v \vec{B} \} \rightarrow \begin{cases} v_0 v_r \vec{B} \\ v_0 v_r \vec{B} - \vec{H}_c \end{cases} & \begin{aligned} v_0 &= \text{Réductivité du vide (1/\mu_0)} \\ v_r &= \text{Réductivité relative (1/\mu_r)} \\ \vec{H}_c &= \text{Champ coercitif (aimant permanent)} \end{aligned} \end{aligned}$$

Pour résoudre ces équations avec la méthode des éléments finis, deux modèles peuvent être utilisés : le modèle scalaire qui utilise le potentiel scalaire magnétique et le modèle vectoriel qui utilise le potentiel vectoriel avec l'approximation nodale. Pour des raisons de précision, de besoin de mémoire et de non unicité de la solution, le modèle scalaire est le plus utilisé dans la plupart des applications. Cependant, le modèle scalaire est principalement réservé pour des applications en trois dimensions et le modèle vectoriel s'impose le plus souvent pour des applications en deux dimensions. Le tableau intitulé «Résumé des applications avec les modèles en magnétostatique» de l'annexe 1 montre les applications des différents modèles.

Le modèle du potentiel scalaire

L'équation statique de la loi d'Ampère $\operatorname{curl}(\vec{H}) = \vec{J}$ permet l'introduction de différents potentiels magnétiques scalaires, comme $\vec{H} = -\overrightarrow{\operatorname{grad}}\phi + \vec{T}$. Le terme $-\overrightarrow{\operatorname{grad}}\phi$ est la composante non rotationnelle du champ magnétique $\vec{H}$ ($\operatorname{curl} \overrightarrow{\operatorname{grad}} \phi = 0$), tandis que le terme $\vec{T}$ peut-être rotationnel ou nul.

$\vec{T}$ peut être choisi de différente façon et selon la valeur déterminée, celle-ci correspond à un potentiel scalaire différent. Il est possible d'obtenir différentes formulations qui utilisent des champs potentiels scalaires différents. À chaque région d'un problème est associée une formulation et par conséquent une équation. La forme générale de l'équation qui est résolue dans une analyse par éléments finis est :

$$\operatorname{div}([\mu_r]\mu_0(-\overrightarrow{\operatorname{grad}}(\phi_{tot})) + \vec{B}_r) = 0$$

Il existe différents types de formulation de cette équation pour s'adapter à différentes représentations mathématiques des phénomènes.

Le modèle du potentiel vectoriel

La loi du magnétisme de Gauss $\text{div}(\vec{B}) = 0$ permet l'introduction d'une quantité nommée le vecteur potentiel magnétique, $\vec{A}$ tel que $\vec{B} = \text{curl}(\vec{A})$. L'équation qui est résolue dans une analyse par éléments finis dans une application magnétodynamique prend la forme suivante:

$$\text{curl}(v_0[v_r]\text{curl}(\vec{A}) - \vec{H}_c) = \vec{J}_s$$

A1.5 Analyse transitoire magnétique

Cette application permet l'étude de la variation du champ magnétique par rapport au temps. Le champ magnétique est lié à la présence de courants variables et d'aimants permanents. Cette application permet la considération des courants induits, l'effet pelliculaire et l'effet de proximité dans les régions conductrices. Il permet également d'étudier des dispositifs électromagnétiques soumis à des formes de courants particulières.

Généralement, ce mode est utilisé avec un couplage circuit et/ou un couplage cinématique. La résolution peut s'effectuer avec deux modèles comme c'est le cas pour une analyse magnétostatique, soit le modèle vectoriel et le modèle scalaire. Par exemple, le modèle scalaire se base sur l'équation de Maxwell-Faraday $\overline{\text{rot}}(\vec{E}) = -\partial\vec{B}/\partial t$ qui implique la présence d'un potentiel V tel que $\vec{E} = -(\partial\vec{A}/\partial t) - \overline{\text{grad}}V$. L'équation qui est résolue par la méthode des éléments finis, prend la forme suivante :

$$\overline{\text{curl}}(v_0[v_r]\overline{\text{curl}}(\vec{A}) - \vec{H}_c) + [\sigma]\left(\frac{\partial\vec{A}}{\partial t} + \overline{\text{grad}}V\right) = 0$$

Plusieurs formulations peuvent être utilisées dans le cadre d'une analyse par élément finis mais nous ne donnons pas leur démonstration.

A1.6 Analyse magnétodynamique harmonique

Une analyse magnétodynamique harmonique permet l'étude d'appareils qui évoluent dans un régime permanent harmonique pour une fréquence donnée. Toutes les quantités physiques varient de manière sinusoïdale dans le temps. Le champ magnétique est lié à la présence de la variation sinusoïdale de courant électrique, ce qui signifie qu'il n'est pas possible de traiter des dispositifs avec des aimants permanents dans ce mode de simulation. Cette analyse prend en considération les courants induits, l'effet pelliculaire et l'effet de proximité dans les régions conductrices. Un élément important à noter est que toutes les quantités physiques sont exprimées en utilisant leur image complexe. Dans un problème qui comprend des matériaux avec des caractéristiques non linéaires, les quantités physiques en jeu ne varient plus de manière

sinusoïdale. Ceci signifie qu'il faut utiliser une méthode basée sur l'énergie équivalente pour déduire correctement ces valeurs avec une marge d'erreur acceptable. Dans le cas d'une source non sinusoïdale, il demeure toujours possible d'utiliser le principe de superposition de la série de Fourier. Ainsi, plusieurs simulations sont effectuées avec des harmoniques différentes avant d'être assemblées pour former la solution unique. Certains auteurs vont même jusqu'à utiliser cette approche dans le cas où les matériaux présentent des non-linéarités; toutefois, dans cette situation, la validité des résultats devient discutable car cette technique implique beaucoup d'approximations au niveau des matériaux et donc des quantités physiques.

L'avantage d'une analyse magnétodynamique harmonique est sans aucun doute sa vitesse de calcul par rapport à une analyse transitoire temporelle classique. Cependant, il faut demeurer critique à l'endroit des résultats puisque la résolution en complexe ne prend pas en considération les non-linéarités reliées aux matériaux et les traitent tous comme si leur évolution était sinusoïdale. Pour que cette résolution soit valable, il faut que la courbe caractéristique ($B - H$) des matériaux utilisés puisse être approximée à sa zone linéaire, c'est-à-dire loin de la saturation. Finalement, cette approche peut s'avérer un judicieux compromis entre vitesse de calcul et précision.

Bibliographie Annexe 1

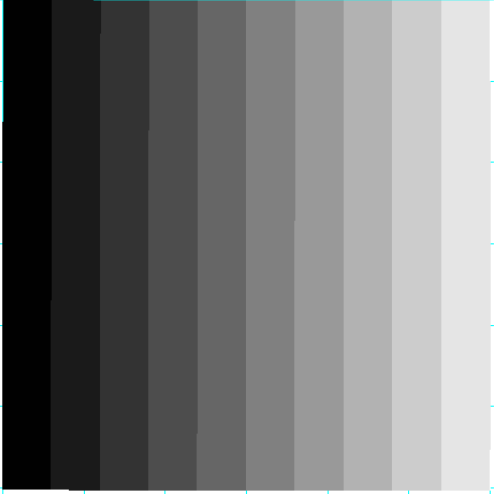
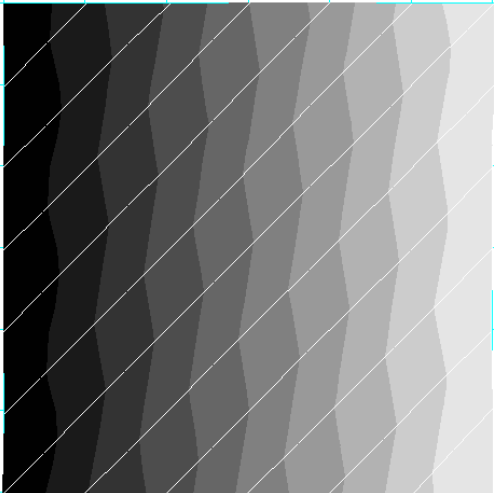
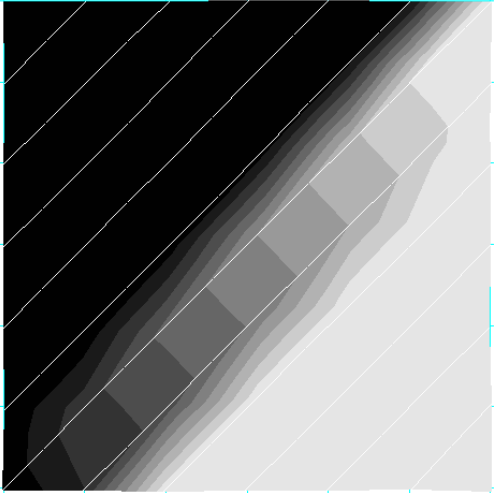
- [A1.1]. Debard, Y. (2011). *Méthode des éléments finis: thermique*. Consulté le Janvier 1, 2012, sur Institut Universitaire de Technologie du Mans: <http://iut.univ-lemans.fr/ydlogi/index.html>
- [A1.2]. Gouri Dhatt, G. T. (1981). *Une présentation de la méthode des éléments finis*. Paris, Québec: Maloine S.A et Les Presses de l'Université Laval.
- [A1.3]. Joao Pedro A Bastos, N. S. (2003). *Electromagnetic modeling by finite element methods*. New York: Basel.
- [A1.4]. Nelson Sadowski. (1993). Modélisation des machines électriques à partir de la résolution des équations du champ en tenant compte du mouvement et du circuit d'alimentation, Thèse préparée au laboratoire d'Electrotechnique et d'Electronique Industrielle de l'ENSEEIH, Polytechnique de Toulouse.
- [A1.5]. Guide. (2002). *Volume 4:Applications*. CEDRAT.
- [A1.6]. Guide. (2005). *Volume 3:Physica applications: Magnetic, Electric, Thermal, ...* CEDRAT.
- [A1.7]. Hamdi, E. S. (1994). *Design of small electrical machines*. Baffins Lane, Chichester: John Wiley & Sons Ltd.
- [A1.8]. Incropera, F. P. (2007). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons.
- [A1.9]. Jean-Michel Bergheau, R. F. (2008). *Finite Element Simulation of Heat Transfert*. USA: John Wiley & Sons, Inc.
- [A1.10]. Kreyszig, E. (2006). *Advanced Engineering Mathematics*. USA: John Wiley & Sons, Inc.
- [A1.11]. Reddy, J. (1984). *Energy and variational methods in applied mechanics*. Wiley Interscience.

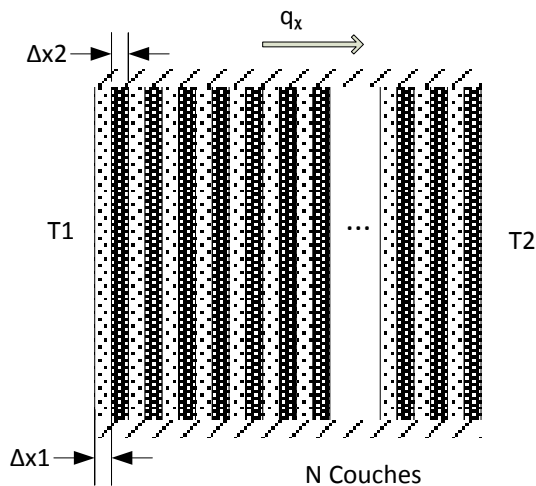
Annexe 2 – Conductibilité thermique anisotropique

Le bobinage de fils de cuivre imprégnés de résine, les empilements de tôles et l'isolant d'encoche sont les trois principaux éléments non homogènes d'une machine tournante. Ils sont difficiles à représenter au niveau de la conductibilité thermique. Le tenseur de conductibilité thermique issu de la loi de Fourier généralisée, prend la forme suivante :

$$[k] = \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} & k_{xz} \\ k_{yx} & k_{yy} & k_{yz} \\ k_{zx} & k_{zy} & k_{zz} \end{bmatrix}$$

La conductibilité thermique varie selon la température. Cependant, dans la plupart des problèmes d'ingénierie, il est admis que sa valeur est constante en raison de sa faible variation sur la plage de température étudiée. Un autre élément qui complique l'évaluation de la conductibilité thermique est une nature anisotrope, comme dans le cas de matériaux composites. Dans ces situations, il devient nécessaire de déterminer le tenseur de conductibilité thermique selon les directions principales (problème aux valeurs propres) afin de visualiser aisément les flux correspondants. La conduction demeure un phénomène simple à évaluer et sa complexité dépend surtout des propriétés thermiques des matériaux. Par exemple, les images suivantes montrent une plaque composée de couches superposées de deux matériaux ayant des conductibilités différentes selon un angle de 45° et on y remarque des distributions de températures très différentes :

	Matériau isotrope soumis à une différence de température sur ses frontières verticales. Les frontières horizontales sont supposées adiabatiques, ce qui veut dire que le flux thermique sur ces faces est négligé. La distribution de température possède une direction principale selon l'axe des X.
	Matériau anisotrope constitué de deux matériaux disposés en couche selon un angle de 45°, de conductibilité thermique semblable. La distribution de température ne dépend plus seulement de X.
	Matériau anisotrope constitué de deux matériaux disposés en couche selon un angle de 45°, de conductibilité thermique très différente. La distribution de température ne dépend plus seulement de x et celle-ci est difficile à prévoir. Plus la conductibilité thermique est différente et plus l'approximation consistant à considérer le matériau isotrope (avec une conductibilité thermique moyenne), est erroné. Dans une telle situation, il faut absolument effectuer une analyse plus exhaustive pour déterminer la distribution de température dans le matériau



Résistance Thermique en Série

$$R''_{tot} = (R''_1 + R''_2)$$

$$R''_1 = \frac{N\Delta x_1}{2k_1}, R''_2 = \frac{N\Delta x_2}{2k_2}$$

$$\begin{aligned} R''_{tot} &= \left(\frac{N\Delta x_1}{2k_1} + \frac{N\Delta x_2}{2k_2} \right) \\ &= \frac{N}{2} \left(\frac{k_2\Delta x_1 + k_1\Delta x_2}{k_1k_2} \right) \\ &= \frac{N\Delta x_1}{2} \left(\frac{k_2 + k_1(\Delta x_2/\Delta x_1)}{k_1k_2} \right) \end{aligned}$$

Donc Selon l'équation de Fourier

$$q_x'' = \frac{\Delta T}{R''_{tot}} = \frac{k_{eff} \Delta T}{\frac{N}{2} (\Delta x_1 + \Delta x_2)}$$

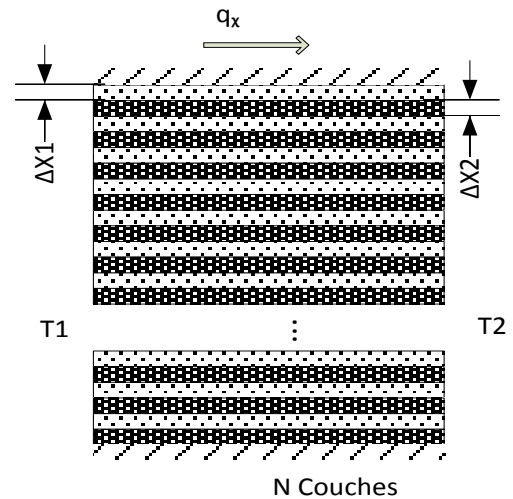
$$\frac{k_{eff} \Delta T}{\frac{N}{2} (\Delta x_1 + \Delta x_2)} = \frac{2\Delta T k_1 k_2}{N\Delta x_1 (k_2 + k_1(\Delta x_2/\Delta x_1))}$$

Finalement la conductibilité effective :

$$k_{eff} = \frac{(\Delta x_1 + \Delta x_2)k_1k_2}{\Delta x_1 \left(k_2 + \left(\frac{\Delta x_2}{\Delta x_1} \right) k_1 \right)}$$

$$\text{Si } \Delta x_1 = \Delta x_2$$

$$k_{eff} = \frac{2k_1k_2}{k_2 + k_1}$$



Résistance Thermique en Parallèle

$$R_{tot} = \left(\frac{N}{2R_1} + \frac{N}{2R_2} \right)^{-1} = \frac{4R_1R_2}{2N(R_1 + R_2)}$$

$$R_1 = \frac{L}{k_1\Delta x_1 B}, R_2 = \frac{L}{k_2\Delta x_2 B}$$

$$\begin{aligned} R_{tot} &= \frac{4L^2}{2N \left(\frac{L}{k_1\Delta x_1 B} + \frac{L}{k_2\Delta x_2 B} \right)} \\ &= \frac{4L^2}{\frac{2NL}{B} \left(\frac{k_1\Delta x_1 + k_2\Delta x_2}{k_1\Delta x_1 k_2\Delta x_2} \right)} \\ &= \frac{4L^2 k_1 \Delta x_1 B k_2 \Delta x_2}{2NL B^2 k_1 \Delta x_1 k_2 \Delta x_2 (k_1\Delta x_1 + k_2\Delta x_2)} \\ &= \frac{2L}{NB(k_1\Delta x_1 + k_2\Delta x_2)} \end{aligned}$$

Donc Selon l'équation de Fourier

$$q_x = \frac{\Delta T}{R_{tot}} = \frac{\Delta T NB (\Delta x_1 + \Delta x_2) k_{eff}}{2L}$$

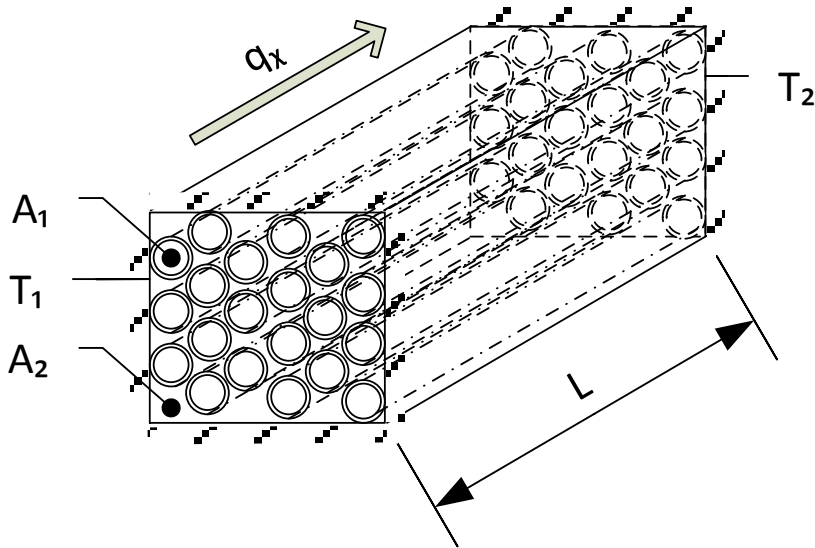
$$\frac{\Delta T NB (\Delta x_1 + \Delta x_2) k_{eff}}{2L} = \frac{\Delta T NB (k_1\Delta x_1 + k_2\Delta x_2)}{2L}$$

Finalement la conductibilité effective :

$$k_{eff} = \frac{(\Delta x_2 k_2 + \Delta x_1 k_1)}{(\Delta x_1 + \Delta x_2)}$$

$$\text{Si } \Delta x_1 = \Delta x_2$$

$$k_{eff} = \frac{(k_2 + k_1)}{2}$$



Résistance Thermique en Parallèle

$$R_{tot} = \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)^{-1} = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}$$

$$R_1 = \frac{L}{k_1 A_1}, R_2 = \frac{L}{k_2 A_2}$$

$$R_{tot} = \frac{\frac{L^2}{k_1 A_1 k_2 A_2}}{\frac{L}{k_1 A_1} + \frac{L}{k_2 A_2}} = \frac{\frac{L^2}{k_1 A_1 k_2 A_2}}{\frac{L(k_2 A_2 + k_1 A_1)}{k_1 A_1 k_2 A_2}} = \frac{L}{(k_2 A_2 + k_1 A_1)}$$

L'Aire est définie comme:

$$A_1 = n b_{Fil} \left(\frac{\pi (D_{Fil} - 2 \varepsilon_{email})^2}{4} \right), A_2 = A_{tot} - A_1$$

Donc Selon l'équation de Fourier

$$q_x = \frac{\Delta T}{R_{tot}} = \frac{k_{eff} A_{tot} \Delta T}{L}$$

$$\frac{k_{eff} A_{tot} \Delta T}{L} = \frac{\Delta T (k_2 A_2 + k_1 A_1)}{L}$$

Finalement la conductivité effective :

$$k_{eff} A_{tot} = (k_2 A_2 + k_1 A_1) = (k_2 (A_{tot} - A_1) + k_1 A_1)$$

Si $A_1 = A_2$

$$k_{eff} = (k_2 + k_1)$$

Annexe 3 – Méthode pour corrélation de convection

A3.1 Approche empirique

Il est possible de déterminer des relations empiriques pour une géométrie spécifique. La méthode décrite permet de déterminer un coefficient de convection pour une géométrie particulière. Pour cela, il faut mesurer la température à la surface de la géométrie ainsi que la température du fluide loin de la géométrie et déterminer précisément la quantité de chaleur générée à l'intérieur de la géométrie. Ensuite, il est facile de déterminer le coefficient de convection en utilisant directement la loi de Newton :

$$q = \bar{h}A_s(T_s - T_\infty)$$

Le coefficient $\bar{h}$ ainsi obtenu correspond à un coefficient moyen sur toute la surface de la géométrie. Par définition, ce coefficient correspond à l'équation suivante :

$$\bar{h} = \frac{1}{A_s} \int_{A_s} h dA_s$$

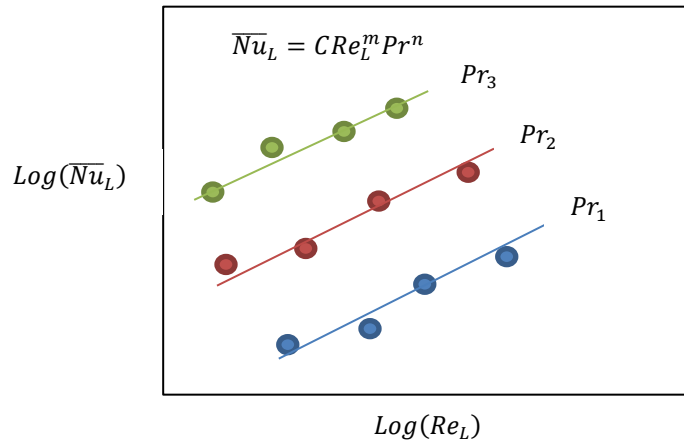
Si la géométrie est complexe, il demeure toujours possible de déterminer des coefficients des différentes surfaces en utilisant la méthode nodale. En effet, il faut d'abord déterminer des valeurs de température moyenne pour chacune des faces et ensuite utiliser la méthode nodale pour déterminer les flux thermiques sur chacune des faces et finalement utiliser directement l'équation de Newton comme précédemment expliqué. Évidemment, ceci peut vite devenir complexe et pas nécessairement possible puisqu'il faut utiliser certaines hypothèses et simplifications.

Il est également possible de répéter la procédure expliquée pour différents modes de fonctionnement, c'est-à-dire avec différentes vitesses du fluide sur la géométrie, avec de petites variations de la géométrie et même avec différents fluides. Pour chacune des expérimentations, il est possible de déterminer les nombres adimensionnels suivants :

$$\begin{aligned}\overline{Nu} &= \frac{\bar{h}L}{k_{\text{fluide}}} = f(Re_L, Pr) \\ Pr &= \frac{v}{\alpha} \\ Re_L &= \frac{VL}{v}\end{aligned}$$

Il est alors possible d'utiliser un graphique log-log afin de visualiser les résultats selon les axes suivants :

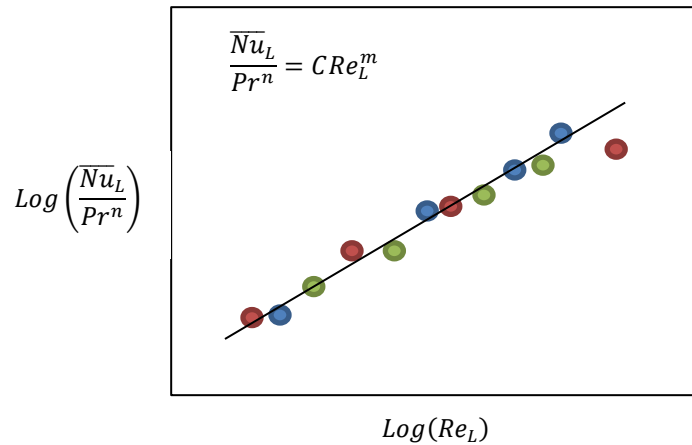
$$[Log(\overline{Nu}_L), Log(Re_L)] \text{ et/ou } [Log(\overline{Nu}_L/Pr^n), Log(Re_L)]$$



L'expérience a démontré que pour un même nombre de Prandlt, c'est-à-dire pour un même fluide, les valeurs obtenues sont très près d'une ligne droite, ce qui implique que la loi de puissance peut bien représenter le phénomène. Autrement dit, les résultats peuvent être représentés avec l'équation suivante :

$$\overline{Nu}_L = C Re_L^m Pr^n$$

Les valeurs de C , m et n sont des constantes indépendantes de la nature du fluide mais reliées à la géométrie du problème et au type d'écoulement. Les différentes courbes obtenues pour différents nombres de Prandlt peuvent être réduites en une seule courbe en utilisant une représentation relative au nombre de Prandlt :



Il est à souligner que les propriétés d'un fluide sont dépendantes de la température et que celle qui est prise en considération pour l'évaluation des propriétés devient implicite dans les résultats des corrélations empiriques obtenues. Il est possible d'utiliser deux méthodes pour prendre en considération la variation des propriétés due aux changements de température. La première consiste à évaluer les propriétés à la température moyenne de la couche limite thermique, notée T_f , pour température du film.

$$T_f \equiv \frac{T_s + T_\infty}{2}$$

La deuxième possibilité est de multiplier $\overline{Nu}_L$ obtenue de la loi de puissance par un facteur qui pondère la variation des propriétés. En général, ce facteur prend la forme de $(Pr_\infty/Pr_s)^r$ ou $(\mu_\infty/\mu_s)^r$.

Bien que la méthode soit relativement simple, il ne faut pas oublier que son succès n'est pas garanti et dépend beaucoup du processus expérimental. L'expérimentation comprend plusieurs étapes pour obtenir de bonnes mesures, avec de bonnes répétabilité.

Annexe 4 – Corrélation non spécifiques

A4.1 Cylindre dans un écoulement perpendiculaire

Toutes les propriétés du fluide sont évaluées à $T_f = (T_\infty + T_s)/2$

Recommandation

Churchill and Bernstein [47, p. 427]

$$Pr \geq 0.2$$

$$\overline{Nu}_D = 0.3 + \frac{0.62 * Re_D^{1/2} Pr^{1/3}}{[1 + (0.4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282\,000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad (A4.1)$$

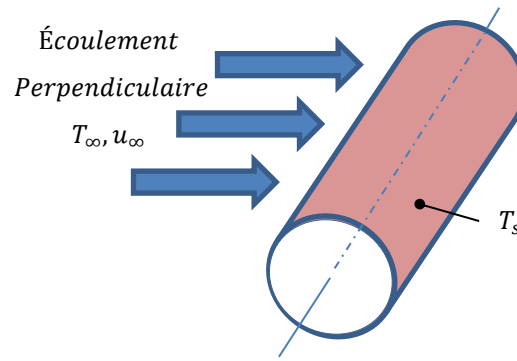


Figure A4. 1: Corrélation écoulement perpendiculaire

A4.2 Cylindre tournant dans un fluide infini au repos (corrélation valide pour l'air)

Toutes les propriétés du fluide sont évaluées à $T_f = (T_\infty + T_s)/2$

Recommandation

$$Re_D < (Gr_D/Pr)^{1/2}$$

Dorfman Naturelle [8, p. 166]

$$\overline{Nu}_D = 0.456(Gr_D Pr)^{0.25} \quad (A4.2)$$

$$Re_D \geq (Gr_D/Pr)^{1/2}$$

Dorfman Naturelle + Forcée [8, p. 166]

$$\overline{Nu}_D = 0.18((0.5Re_w^2 + Gr_D)Pr)^{0.315} \quad (A4.3)$$

Jones et Poulikakos [48]

$$\overline{Nu}_D = 0.1[Re^2 + Re_w^2 + 2Ra]^{0.36} \quad (A4.4)$$

—

Dropkin et Carmi [8, p. 166]

$$Re \leq 4 \cdot 10^5$$

$$\overline{Nu}_D = 0.19(Re_w^2 + Gr_D)^{0.35} \quad (A4.5)$$

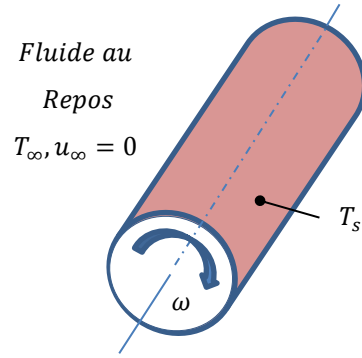


Figure A4.2: Cylindre tournant dans un fluide infini au repos

A4.3 Cylindre tournant dans un écoulement perpendiculaire

Toutes les propriétés du fluide sont évaluées à $T_f = (T_\infty + T_s)/2$

Recommandation

$$(0.5Re_D^2 + Re_\infty^2 + Gr_D) < 10^9$$

Kays et Bjorklund [8, p. 175]

$$\overline{Nu}_D = 0.18 \left((0.5Re_D^2 + Re_\infty^2 + Gr_D) Pr \right)^{0.315} \quad (A4.6)$$

Jones et Poulikakos[48]

$$\overline{Nu}_D = 0.1 [Re^2 + Re_w^2 + 2Ra]^{0.36} \quad (A4.7)$$

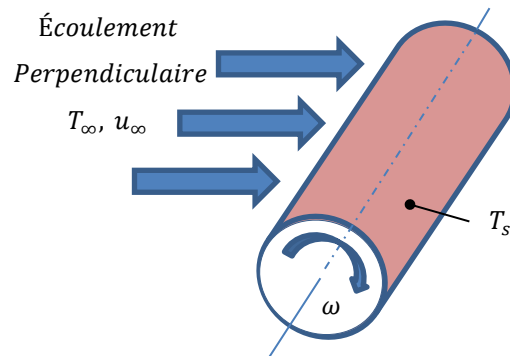


Figure A7.1: Cylindre Tournant dans un écoulement perpendiculaire

A4.4 Cylindre horizontal dans un fluide infini au repos

Toutes les propriétés du fluide sont évaluées à $T_f = (T_\infty + T_s)/2$

Recommandation

Voir Tableau

Morgan [9, p. 580]

$$\overline{Nu}_D = C Ra_D^n \quad (A4.8)$$

Churchill et Chu [9, p. 581]

$$Ra_D \leq 10^{12} \quad \overline{Nu}_D = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra_D^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (A4.9)$$

Ra_D	C	n
$10^{-10} \leftrightarrow 10^{-2}$	0.675	0.058
$10^{-2} \leftrightarrow 10^2$	1.02	0.148
$10^2 \leftrightarrow 10^4$	0.850	0.188
$10^4 \leftrightarrow 10^7$	0.480	0.250
$10^7 \leftrightarrow 10^{12}$	0.125	0.333

Fluide au Repos

$$T_\infty, u_\infty = 0$$

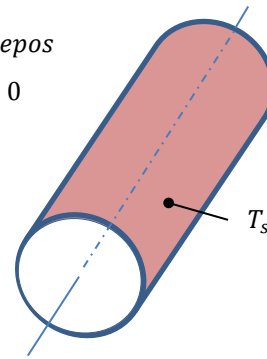


Figure A7.2 : Cylindre horizontal dans un fluide infini au repos

A4.5 Plaque Verticale en convection naturelle

Toutes les propriétés du fluide sont évaluées à $T_f = (T_\infty + T_s)/2$

Recommandation

Churchill et Chu [9, p. 571]

$$\overline{Nu}_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (A4.10)$$

A4.6 Plaque horizontale chauffée en convection naturelle

Toutes les propriétés du fluide sont évaluées à $T_f = (T_\infty + T_s)/2$. Les corrélations sont basé sur une longueur caractéristique déterminé par l'expression suivante :

$$L \equiv A_s/P$$

A_s = Surface de la plaque

P = Périmètre de la plaque

Recommandation

McAdams [9, p. 577]

Surface supérieure plaque chaude

$$(10^4 \lesssim Ra_L \lesssim 10^7) \quad \overline{Nu}_L = 0.54 Ra_L^{1/4} \quad (A4.11)$$

$$(10^7 \lesssim Ra_L \lesssim 10^{11}) \quad \overline{Nu}_L = 0.15 Ra_L^{1/3} \quad (A4.12)$$

Surface inférieure plaque chaude

$$(10^5 \lesssim Ra_L \lesssim 10^{10}) \quad \overline{Nu}_L = 0.27 Ra_L^{1/4} \quad (A4.13)$$

A4.7 Plaque en convection forcée dans un écoulement parallèle

Toutes les propriétés du fluide sont évaluées à $T_f = (T_\infty + T_s)/2$.

Recommandation

$$0.6 \lesssim Pr \lesssim 60$$

Convection turbulente [9, p. 412]

$$Re_{x,c} \lesssim Re_L \lesssim 10^8$$

$$\overline{Nu}_L = 0.037 Re_L^{4/5} Pr^{1/3} \quad (A4.14)$$

A4.8 Convection à la surface d'un disque tournant

Recommandation

Kreith [8]

Voir Tableau

$$\overline{Nu}_{libre} = \frac{4a_1}{2b_1 + 1} Re^{b_1} Pr^{b_2} \quad (A4.15)$$

Domaine d'application	Condition de paroi	a	b ₁	b ₂	Type d'écoulement
$Re < 1.8 \cdot 10^5$	—	0.41	0.5	0.44	Laminaire
$Re > 2.5 \cdot 10^5$	Température Uniforme	0.024	0.8	0.6	Turbulent
	Flux thermique Uniforme	0.031	0.8	0.6	Turbulent

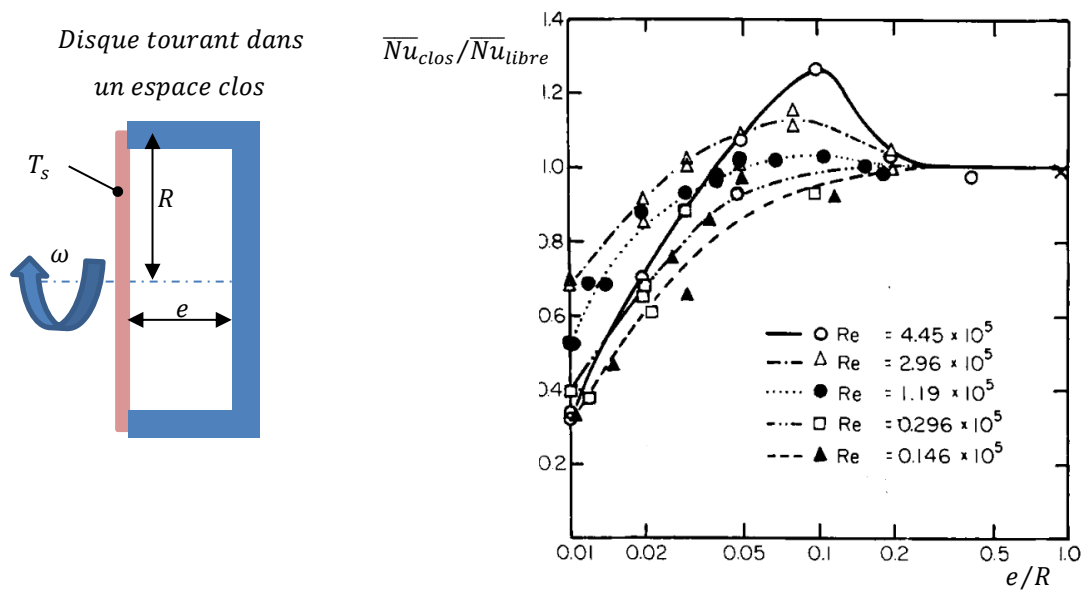


Figure A7.3: Détermination du nombre de Nusselt pour de la convection forcée à la surface d'un disque tournant dans un espace clos

A4.9 Convection forcée en canal rotorique axial

Recommandation

$$0.59 < Ro < 5.9$$

$$3\,000 < Re_{Dh} < 25\,000$$

$$4 \cdot 10^3 < (Ra_\omega Re_{Dh} Pr) < 10^8$$

$$0.7 < Pr < 10^4$$

Baudoin [20, p. 18]

$$\overline{Nu}_0 = 0.0215 Re_{Dh}^{0.774} \quad \{\text{Sans rotation}\} \quad (A4.16)$$

$$\overline{Nu}_\omega = \overline{Nu}_0 (1 + 0.46 Ro^{-1.24}) \quad \{\text{Avec rotation}\}$$

Wood [20, p. 18]

$$\overline{Nu}_\omega = \overline{Nu}_0 (0.262 (Ra_\omega Re_{Dh} Pr)^{0.173}) \quad (A4.17)$$

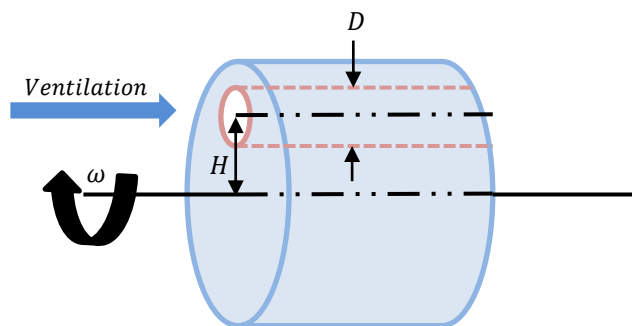


Figure A7.4 : Schématisation d'un canal rotorique axial

Annexe 5 – Coefficient de correction de la génération de chaleur

A5.1 Localisation des résistance de contact

Le modèle permet l'application de résistances de contact aux points critiques de la machine. Le dessin suivant montre l'emplacement de ces résistances dans le modèle.

Tableau A5.1 : Emplacement des résistances de contact

Nom	Description	# Température
$R_{contact1}$	Entre les laminations et le boîtier du moteur	$T_2 \rightarrow T_3, T_4, T_5$
$R_{contact2}$	Entre le Bobinage et les laminations	$T_7 \rightarrow T_4, T_6, T_{10}$
$R_{contact3}$	Entre la culasse du rotor et les aimants	$T_{17} \rightarrow T_{18}, T_{19}$
$R_{contact4}$	Entre la bande de soutien et les aimants	$T_{15} \rightarrow T_{13}$

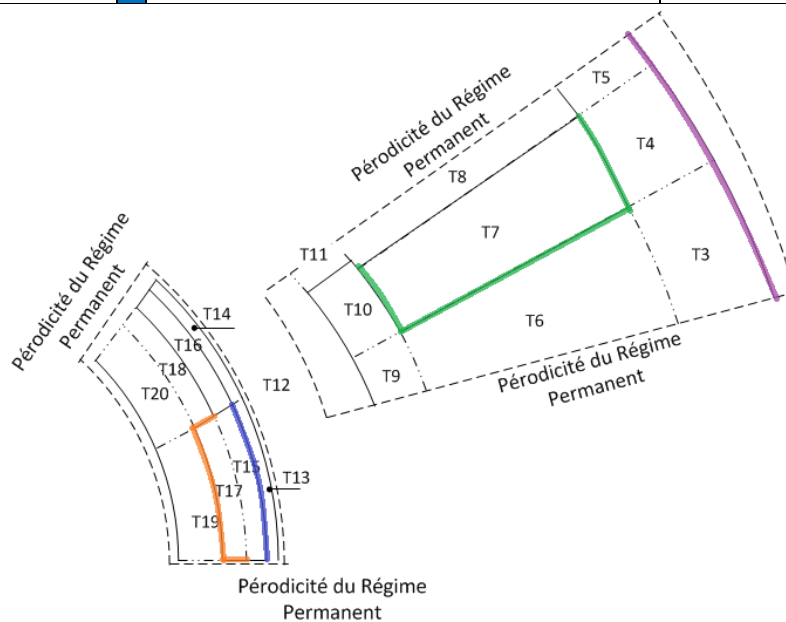


Figure A5.1 : Schématisation de la localisation de l'application des résistances de contacts

A5.1 Localisation des résistances de convection

Quinze coefficients de convections ont été implantés dans le modèle afin d'être en mesure de réaliser la comparaison de stratégies de refroidissement. Évidemment, selon le moteur étudié, ils n'ont pas tous le même niveau d'importance. Ils permettent de cibler à quel endroit, il est préférable de réaliser le refroidissement. Chacun des coefficients regroupe des structures géométriques de la machine qui subissent les conditions environnementales et leurs valeurs doivent être déterminées à l'aide de corrélations qui ont

été discutées dans le chapitre 2. La description et la localisation de chacun des coefficients sont présentées dans le tableau A5.2 et la figure A5.2.

Tableau A5.2 : Résistance de Convection

Nom		Description	# Température
h_0		Surface Extérieure des Capots avec air ambiant	$T_{amb} \rightarrow T_1$
h_1		Carcasse du moteur avec air ambiant	$T_{amb} \rightarrow T_1, T_2$
h_2		Surface entrefer Stator	$T_{12} \rightarrow T_9, T_{10}, T_{11}$
h_3		Surface entre les Bobines	$T_8 \rightarrow T_5, T_7, T_{11}$
h_4		Surface entrefer Rotor	$T_{12} \rightarrow T_{13}, T_{14}$
h_5		Surface Ventilée dans l'arbre	$T_{21} \rightarrow T_{19}, T_{20}, T_{22}, T_{23}$
h_6		Bout d'arbre circulaire	$T_{amb} \rightarrow T_{24}$
h_7		Aire latérale de l'arbre en contact avec air ambiant	$T_{ar} \rightarrow T_{24}$
h_8		Aire latérale de l'arbre en contact avec air de l'enceinte	$T_{amb} \rightarrow T_{24}$
$h_{R_{av}}$		Surface du Rotor en contact avec l'enceinte Avant	$T_{av} \rightarrow T_{13} \dots T_{20}, \text{Sauf } T_{16}$
$h_{R_{ar}}$		Surface du Rotor en contact avec l'enceinte Arrière	$T_{ar} \rightarrow T_{13} \dots T_{20}, \text{Sauf } T_{16}$
$h_{S_{av}}$		Surface du Stator en contact avec l'enceinte Avant	$T_{av} \rightarrow T_3, T_4, T_5, T_9, T_{10}, T_{11}, T_{25}$
$h_{S_{ar}}$		Surface du Stator en contact avec l'enceinte Arrière	$T_{ar} \rightarrow T_3, T_4, T_5, T_9, T_{10}, T_{11}, T_{25}$
h_{Av}		Surface Intérieure de l'enceinte Avant	$T_{av} \rightarrow T_1$
h_{AR}		Surface Intérieure de l'enceinte Arrière	$T_{ar} \rightarrow T_1$

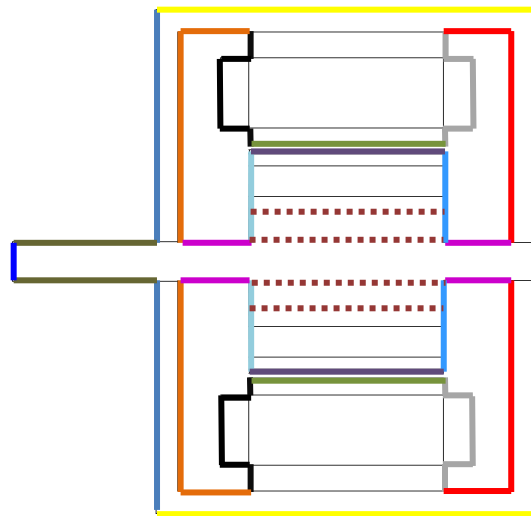


Figure A5.2 : Emplacement des Résistances de Convection

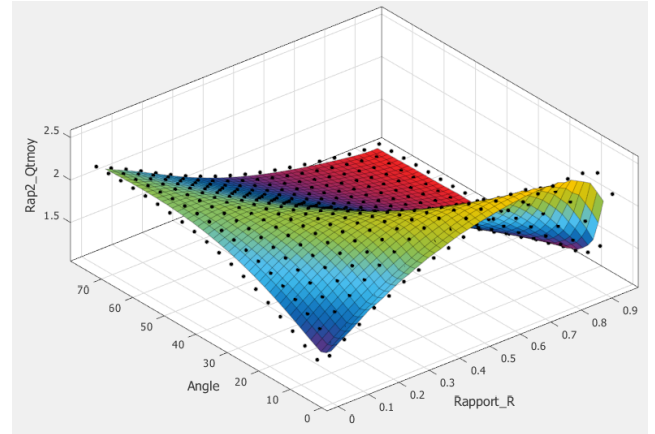
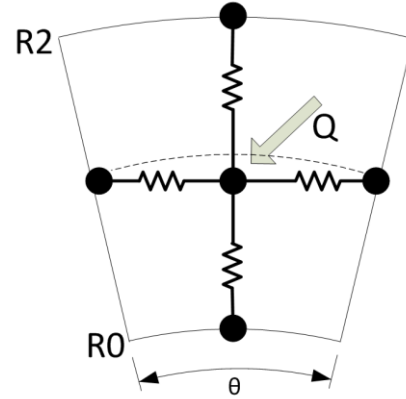
A5.1 Coefficient de correction de la génération de chaleur

L'expression du facteur de correction est une fonction qui dépend de la forme géométrique d'un élément élémentaire. Il est défini par :

$$\frac{Q_{Réel}}{Q_{adj}} = F_Q \cdot C_{axiale} = fct(\theta, R_2/R_0, k)$$

$$F_Q \cong (P_{00} + P_{10}\eta + P_{01}\theta + P_{20}\eta^2 + P_{11}\eta\theta + P_{02}\theta^2 + P_{30}\eta^3\theta + P_{21}\eta^2\theta + P_{22}\eta^2\theta^2 + P_{12}\eta\theta^2 + P_{03}\theta^3 + P_{40}\eta^4 + P_{31}\eta^3\theta + P_{22}\eta^2\theta^2 + P_{13}\eta\theta^3 + P_{04}\theta^4 + P_{50}\eta^5 + P_{41}\eta^4\theta + P_{32}\eta^3\theta^2 + P_{23}\eta^2\theta^3 + P_{14}\eta\theta^4 + P_{05}\theta^5) C_{axiale}$$

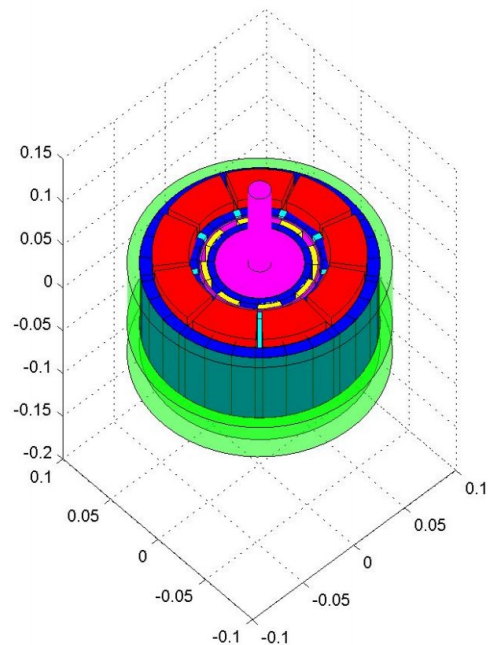
Coefficient de Régression (k = 25 [W/m°C])		Avec Flux Radial & Circonférentiel	
		limites de confiance à 95%	
P_{00}	1.046E+00	0.877,	1.215
P_{10}	1.339E+00	-0.5264,	3.205
P_{01}	6.017E-02	0.04449,	0.07585
P_{20}	7.399E+00	-1.292,	16.09
P_{11}	2.104E-01	0.1473,	0.2735
P_{02}	-2.193E-03	-0.003032,	-0.001355
P_{30}	-8.374E+00	-27.91,	11.17
P_{21}	-1.053E+00	-1.198,	-0.9086
P_{12}	-4.164E-03	-0.005672,	-0.002657
P_{03}	4.481E-05	2.219e-05,	0.00006744
P_{40}	1.206E-02	-21.05,	21.08
P_{31}	7.437E-01	0.5754,	0.912
P_{22}	1.778E-02	0.01611,	0.01945
P_{13}	-1.751E-05	-3.719e-05,	0.000002165
P_{04}	-3.831E-07	-6.782e-07,	-8.807E-08
P_{50}	4.372E-01	-8.296,	9.171
P_{41}	-8.273E-02	-0.1635,	-0.001956
P_{32}	-7.145E-03	-0.008003,	-0.006288
P_{23}	-7.068E-05	-8.022e-05,	-0.00006113
P_{14}	3.751E-07	2.639e-07,	4.862E-07
P_{05}	9.163E-10	-5.65e-10,	2.398E-09



Annexe 6 – Données géométriques du banc d'essai

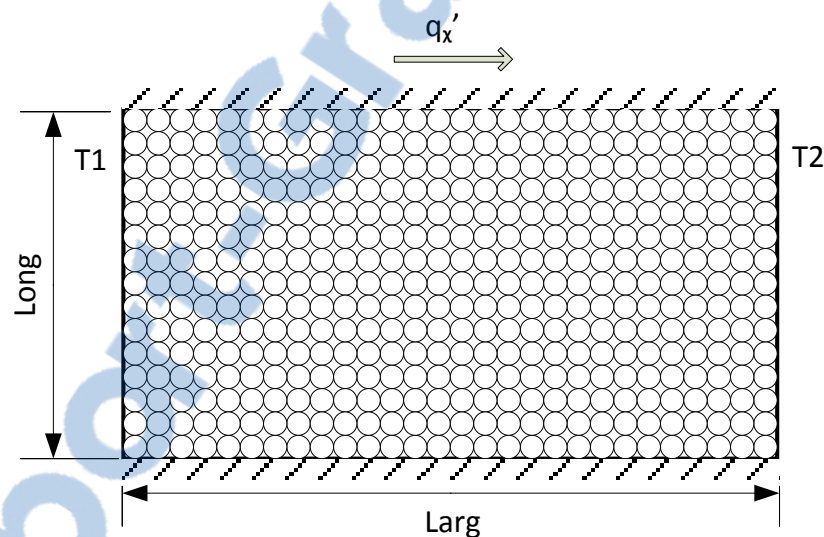
Paramètres Géométriques (2D)		
Topologie	Unités	Description
n_	9	Nombre encoches
p_	4	Nombre paires de pôles
L_	0.07 [m]	Longueur Active
Stator Externe	Unités	Description
RS1_	4.50E-02 [m]	
RS2_	5.10E-02 [m]	
RS3_	7.75E-02 [m]	
RS4_	8.65E-02 [m]	
RS5_	9.55E-02 [m]	
AS1_	2.36E-01 [rad]	Largueur angulaire corps de la dent
AS2_	1.79E-01 [rad]	Largeur angulaire bout de dent
AS3_	2.00E-01 [rad]	Largeur angulaire de la bobine
AS4_	1.05E-01 [rad]	Largeur angulaire ouverture/calle
AS5_	6.21E-02 [rad]	Largueur angulaire espace d'air
AS_total	6.98E-01 [rad]	
Rotor Interne	Unités	Description
RR1_	3.24E-02 [m]	
RR2_	3.76E-02 [m]	
RR3_	3.77E-02 [m]	
RR4_	4.20E-02 [m]	
RR5_	4.34E-02 [m]	
AR1_	3.53E-01 [rad]	
AR2_	4.32E-01 [rad]	
Arbre	Unités	Description
RA1_	0.01 [m]	Rayon de l'arbre

Paramètres Géométriques (3D)		
Delt_Z	1.2E-02 [m]	Épaisseur des Couches
Stator ARRIÈRE	Unités	Description
Zcula_ar	3.4E-02 [m]	Longueur du Capot ARRIÈRE
Zstator_ar	- [m]	Dépassement du Stator ARRIÈRE
Zbob_ar	1.0E-02 [m]	Longueur Tête de Bobine ARRIÈRE
Stator AVANT	Unités	Description
Zcula_av	3.4E-02 [m]	Longueur du Capot AVANT
Zstator_av	- [m]	Dépassement du Stator AVANT
Zbob_av	1.0E-02 [m]	Longueur Tête de Bobine AVANT
Rotor ARRIÈRE	Unités	Description
Zban_ar	- [m]	Dépassement Bande ARRIÈRE
Zaimant_ar	- [m]	Dépassement Aimants ARRIÈRE
Zrotor_ar	- [m]	Dépassement Rotor ARRIÈRE
Rotor AVANT	Unités	Description
Zban_av	- [m]	Dépassement Bande AVANT
Zaimant_av	- [m]	Dépassement Aimants AVANT
Zrotor_av	- [m]	Dépassement Rotor AVANT
Arbre ARRIÈRE/AVANT	Unités	Description
Zarbre_ar	5.1E-02 [m]	Longeur Arbre Sortie ARRIÈRE
Zarbre_av	- [m]	Longeur Arbre Sortie AVANT



Annexe 7 – Conductibilité thermique équivalente des bobinages

Une conductibilité thermique équivalente peut être déterminée à l'aide du modèle à résistances combinées. Il faut d'abord créer la géométrie et la disposition des conducteurs dans la bobine. La disposition des conducteurs en carré ou en quinconce aura très peu d'influence sur la conductibilité thermique équivalente calculée. Par contre, le type de distribution utilisé pour les résistances thermiques aura un impact significatif. Par la suite, il faut imposer deux conditions limites de flux thermique nulles et deux conditions limites de température différentes. Le courant doit être imposé à zéro de manière à ne pas créer de génération de chaleur. Ensuite, le problème se résume en un flux thermique unidimensionnel qui permet d'extraire facilement la valeur de la conductivité thermique équivalente, comme il est montré sur la figure suivante :



$$k_{eff} = \frac{q'_x L}{\Delta T (Long \cdot Larg)}$$

Figure A7.5 : Méthode de détermination de conductibilité thermique équivalente avec le modèle à résistance combiné

Les graphiques suivants présentent le rapport entre la conductivité thermique équivalente d'un faisceau de conducteurs k_{eff} et celle du milieu interstitiel k_r . Ces rapports sont déterminés en fonction de la proportion volumique des conducteurs ou par le rapport de la dimension des conducteurs sur la distance moyenne les séparant.

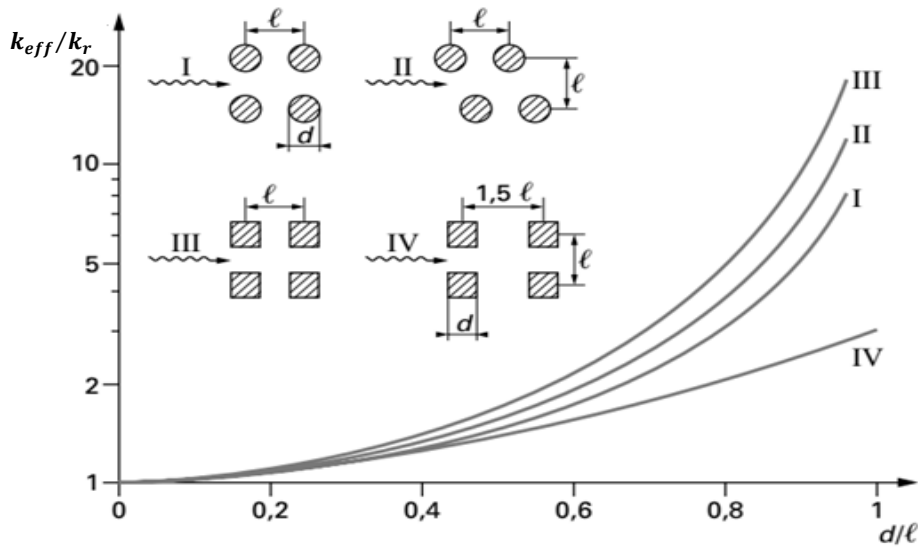


Figure A7.6 : Conductibilité thermique équivalente de faisceaux de conducteurs pour des configurations de conducteurs circulaire et carré [42]

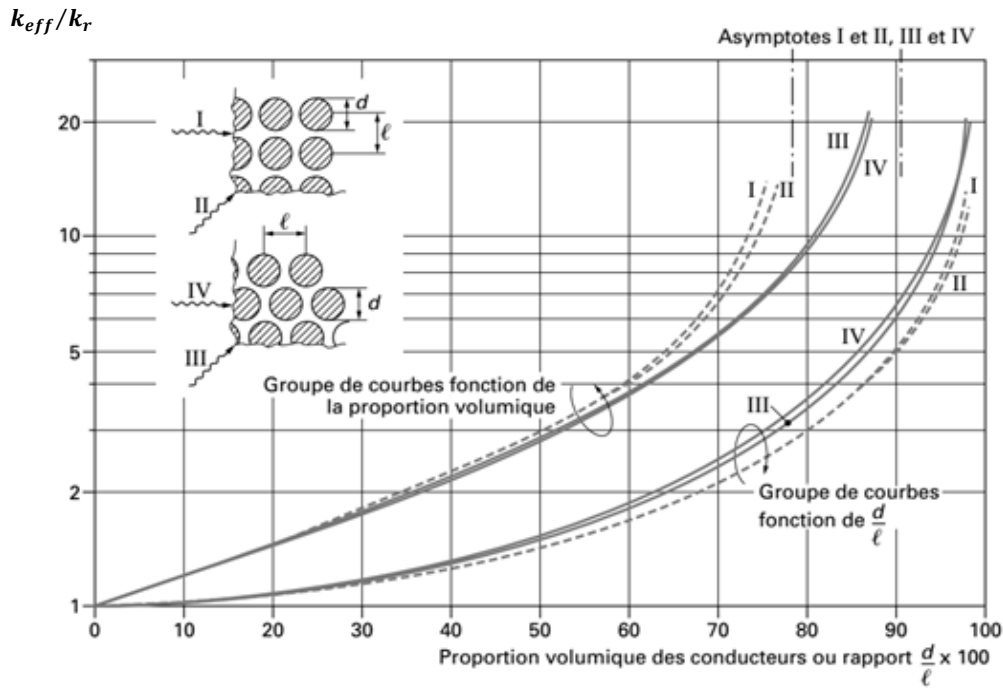


Figure A7.7 : Conductibilité thermique équivalente de faisceaux de conducteurs pour des arrangement carré et quinconce de conducteurs circulaires [42]

Annexe 8 – Résultats du modèle d'encoche

