



HAL
open science

Etudes thermiques pour l'amélioration du refroidissement des machines électriques pour voitures hybrides

Yoann Querel

► **To cite this version:**

Yoann Querel. Etudes thermiques pour l'amélioration du refroidissement des machines électriques pour voitures hybrides. Energie électrique. Université Grenoble Alpes [2020-..], 2021. Français. NNT : 2021GRALT047 . tel-04884402

HAL Id: tel-04884402

<https://theses.hal.science/tel-04884402v1>

Submitted on 13 Jan 2025

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

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

THÈSE

Pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITE GRENOBLE ALPES

Spécialité : **GENIE ELECTRIQUE**

Arrêté ministériel : 25 mai 2016

Présentée par

Yoann QUEREL

Thèse dirigée par **Afef LEBouc**, Directrice de recherche, CNRS, codirigée par **Laurent GERBAUD**, Professeur, Grenoble INP et **Lauric GARBUIO**, Maître de conférence, Grenoble INP

préparée au sein du **Laboratoire de génie électrique de Grenoble (G2Elab)**

dans l'**École Doctorale Electronique, Electrotechnique, Automatique, Traitement du Signal (EEATS)**

Études thermiques pour l'amélioration du refroidissement des machines électriques pour voitures hybrides

Thèse soutenue publiquement le **7 mai 2021**, devant le jury composé de :

Monsieur Pascal TIXADOR

PROFESSEUR DES UNIVERSITES, Grenoble INP, Président

Madame Carole HENAU

MAITRE DE CONFERENCE, HDR, Univ. de Toulouse, Rapporteur

Monsieur Noureddine TAKORABET

PROFESSEUR DES UNIVERSITES, Univ. de Lorraine, Rapporteur

Monsieur Georges BARAKAT

PROFESSEUR DES UNIVERSITES, Univ. du Havre, Examinateur

Madame Souad HARMAND

PROFESSEURE DES UNIVERSITES, Univ. Polytechnique de Haut de France, Examinatrice

Madame Afef LEBouc

DIRECTRICE DE RECHERCHE, CNRS, G2Elab, Directrice de thèse

Madame Sophie PERSONNAZ

DOCTEURE INGENIEURE, Valeo EEM, Co-encadrante de thèse

Monsieur Laurent GERBAUD

PROFESSEUR DES UNIVERSITES, Grenoble INP, Co-directeur de thèse, invité

Monsieur Lauric GARBUIO

MAITRE DE CONFERENCE, Grenoble INP, Co-encadrant de thèse, invité

Monsieur Jean-Claude MIPO

DOCTEUR INGENIEUR, Valeo EEM, Co-encadrant de thèse, invité



Remerciements

Mes plus sincères remerciements vont en premier lieu aux membres de mon jury. Merci à Pascal Tixador de m'avoir fait l'honneur de présider mon jury. Merci à Carole Henaux et Noureddine Takorabet d'avoir rapporté ma thèse, votre lecture attentive de mon manuscrit et la qualité de vos rapports m'ont beaucoup apportés. Merci à Souad Harmand et Georges Barakat d'avoir examiné ma thèse, vos questions et remarques ont permis des échanges très intéressants lors de ma soutenance.

Ce rude travail qu'est la thèse a été considérablement adouci, tant sur le plan scientifique qu'humain, grâce à l'accompagnement de mes encadrants. Soyez assurés de ma profonde gratitude pour vos conseils et votre soutien.

Merci Afef Kedous-Lebouc, d'avoir dirigé mes travaux. Aussi bien humainement que professionnellement j'ai pris un grand plaisir à travailler avec toi, ta gentillesse n'ayant d'égale que tes impressionnantes connaissances scientifiques.

Merci Laurent Gerbaud, d'avoir co-dirigé mes travaux. Je te remercie également pour ta grande disponibilité lors des phases de grand *rush*, ta bonne humeur et ton humour qui permettent de gravir n'importe quelles *montagnes* avec sérénité.

Merci Lauric Garbuio d'avoir co-encadré mes travaux. Tu as été l'initiateur de ce projet très intéressant. Je ne te remercierai jamais assez de m'avoir poussé dans cette magnifique aventure et de m'avoir tant appris sur les machines électriques.

Merci Sophie Personnaz et Jean-Claude Mipo d'avoir co-encadré mes travaux. Je n'aurais jamais fait une thèse si Valeo n'avait pas fait parti de l'aventure. Je te remercie de m'avoir motivé à accepter la thèse, Jean-Claude, je ne le regrette pas et te suis pleinement reconnaissant. Sophie, je te remercie pour ton soutien et ta confiance en m'introduisant dans des projets en cohérence avec mes travaux de thèse. Cela m'a assurément ouvert les yeux et permis de prendre du recul sur mes travaux. Je suis très heureux de continuer mon avenir professionnel avec vous, au sein du groupe Valeo.

Merci à toutes les personnes que j'ai rencontré à Valeo lors de mes passages à Créteil et en particulier merci à Daniel Satonnet, Michel Fakes, Julien Joris et AnandFrancis Charles.

La grande majorité de ma thèse s'est déroulée au laboratoire de génie électrique de Grenoble (G2Elab). Je remercie chaleureusement l'ensemble du personnel informatique, technique et administratif du laboratoire qui m'a grandement épaulé dans la réalisation de mes travaux. Merci à l'ensemble des chercheurs permanents du laboratoire pour leurs disponibilités. Enfin, merci à l'ensemble des « non-permanents » stagiaires, doctorants et anciens doctorants avec qui j'ai passé de merveilleuses années. Je vous souhaite à tous le meilleur pour la suite. L'ambiance au laboratoire, et notamment dans les équipes MAGE et MADEA qui m'ont accueilli, est vraiment exceptionnelle grâce à vous.

Un grand merci à Claude Brun qui a réalisé la conception, la fabrication et l'assemblage de la maquette thermique. Ce travail a été réalisé en début de thèse et les échanges que nous avons eu à

ce moment et que nous avons continué à avoir tout au long de la thèse m'ont grandement servi. Je te remercie encore pour ton temps, ta patience et tes conseils.

Un grand merci à Thomas Boussey. J'ai énormément appris à la suite de mon stage avec toi sur le refroidissement de la MFA AP. Je te suis grandement reconnaissant pour tout et surtout pour m'avoir conseillé de continuer en thèse

Un grand merci à tous mes amis, à Bruna et à ma (grande) famille pour leur soutien tout au long de cette épreuve.

A mes parents,

A mes grands-parents,

TABLE DES MATIERES

Table des matières	0-0
Nomenclature	0-5
Abréviations	0-7
Introduction	0-9
1 Bibliographie / Etat de l'art.....	1-13
1.1 Les machines électriques et l'automobile.....	1-13
1.1.1 Principes généraux sur les moteurs électriques pour les VEH.....	1-13
1.1.2 Comparaison des technologies utilisées pour l'hybridation.....	1-15
1.1.3 Traction avec deux technologies de machines électriques.....	1-16
1.2 La machine à flux axial synchrone à aimants permanents	1-17
1.2.1 La machine synchrone à aimants permanents (MS AP)	1-17
1.2.2 La MS AP dans l'automobile	1-17
1.2.3 Comparaison entre les machines à flux axial et les machines à flux radial	1-18
1.2.4 Dimensionnement d'une MFA AP : Thèse Thomas Bousseys.....	1-20
1.3 Refroidissement des machines électriques	1-22
1.3.1 Pertes dans les machines électriques	1-22
1.3.2 Échanges de chaleur dans les machines électriques.....	1-25
1.4 Refroidissement de la machine à flux axial à aimants permanents	1-27
1.4.1 Convection dans les machines à flux axial fermées.....	1-28
1.4.2 Amélioration du refroidissement des machines	1-29
1.4.3 Refroidissement des machines fermées.....	1-30
1.5 Refroidissement à changement de phase	1-33
1.5.1 Compréhension physique	1-33
1.5.2 Méthodes et quantification des échanges	1-34
1.5.3 Réflexion sur le choix du fluide	1-37
1.6 Conclusions	1-39

2	Mise en œuvre du refroidissement liquide direct.....	2-41
2.1	Introduction	2-41
2.2	Analyse du refroidissement à changement de phase sur un fil simple immergé....	2-43
2.2.1	Protocole expérimental.....	2-44
2.2.2	Résultats	2-44
2.2.3	Conclusions et discussions	2-46
2.3	Dents bobinées immergées	2-47
2.3.1	Protocole expérimental.....	2-47
2.3.2	Résultats	2-48
2.3.3	Analyse de la détection de la nucléation	2-49
2.3.4	Conclusions sur les expérimentations de principe en immersion	2-52
2.4	Essais sur une MFR AP immergée	2-53
2.4.1	Protocole expérimental.....	2-54
2.4.2	Résultats	2-56
2.4.3	Conclusions et discussions	2-59
2.5	Maquette thermique représentative de la MFA AP	2-60
2.5.1	Présentation de la maquette.....	2-60
2.5.2	Résultats bruts	2-64
2.5.3	Vers des conditions proches des conditions de la MFA AP	2-71
2.5.4	Conclusions sur la maquette thermique de la MFA AP.....	2-75
2.6	Conclusions du chapitre.....	2-76
3	Modélisation des échanges thermiques.....	3-79
3.1	Recherche du modèle thermique approché.....	3-79
3.1.1	Modèle thermique	3-79
3.1.2	Stratégie d'identification	3-81
3.1.3	Pré-estimation des paramètres.....	3-82
3.2	Identification des paramètres.....	3-86

3.2.1	Convection avec l'air	3-87
3.2.2	Convection avec le fluide Novec 7300	3-91
3.3	Etude de la robustesse des modèles	3-97
3.3.1	Comparaison des mesures	3-97
3.3.2	Application du modèle dans le cas du refroidissement à air	3-98
3.3.3	Application du modèle dans le cas du fluide Novec 7300	3-100
3.4	Conclusions	3-102
4	Redimensionnement de la MFA AP	4-105
4.1	Modèles, plans d'expériences et fonctions d'approximation	4-105
4.1.1	Modèles éléments finis	4-106
4.1.2	Modèle thermique	4-112
4.1.3	Modèle dimensionnel	4-114
4.2	Dimensionnement avec les hypothèses thermiques issues de la modélisation.....	4-114
4.2.1	Choix de l'algorithme d'optimisation	4-114
4.2.2	Résultats et leurs vérifications.....	4-115
4.2.3	Solution finale	4-116
4.3	Conclusion	4-118
	Conclusions générales et perspectives	4-121
	Annexes.....	4-125
	Références	4-144

NOMENCLATURE

a_{hyst}	Exposant de B_m pour les pertes par hystérésis
A	Surface des armatures du condensateur (m ²)
B	Induction (T)
B_m	Valeur crête de l'induction (T)
C	Capacité électrique (F)
C_f	Coefficient de friction
c_j	Coefficient
c_m	Capacité calorifique (J/kgK)
d	Épaisseur de la tôle (m)
$d_{armature}$	Distance entre les armatures du condensateur (m)
e	Épaisseur de l'entrefer (m)
$e_{pmatériau}$	Épaisseur matériau (m)
e_{rotor}	Épaisseur du rotor (m)
f	Fréquence du champ magnétique (Hz)
F	Force (N)
F_{th}	Fonction de transfert thermique (W/°C)
G	Rapport entre l'épaisseur de l'entrefer sur le rayon du rotor
$G_{contact}$	Résistivité thermique du contact (W/m ² K)
h	Coefficient de convection (W/m ² K)
I	Courant électrique (A)
I_{CC}	Courant de court-circuit (A)
I_{eff}	Courant efficace (A)
J	Constante (W/m ² K)
k	Facteur caractéristique du roulement
K_{exc}	Coefficient des pertes par excès
K_h	Coefficient des pertes par hystérésis
$\frac{L_i}{\vec{M}}$	Coefficient
\vec{M}	Moment magnétique équivalent du rotor (T)
m_v	Masse volumique des tôles (kg/m ³)
n	Nombre d'échantillon
N_u	Nombre de Nusselt
p	Nombre de pôle
P_{fer}	Pertes dans le fer (W)
p_j	Fonction polynomiale de degré inférieur ou égal à un (constant ou linéaire)
P_J	Pertes par effet Joule (W)
P_{max}	Puissance maximale de la machine (W)
P_{rlt}	Pertes dans les roulements (W)
qm	Débit massique (kg/s)
R	Rayon moyen du roulement (m)
R^2	Coefficient de Pearson
$R(T)$	Résistance électrique dépendant de la température (Ohm)
R_{T_a}	résistance électrique à la température ambiante (Ohm)
$R_{conduction}$	Résistance thermique de conduction (K/W)
$R_{contact}$	Résistance thermique de contact (K/W)
R_{conv}	Résistance thermique de convection (K/W)
Re_r	Reynolds rotationnel
R_{rotor}	Rayon externe du rotor (m)
$R_{thCufer}$	Résistance thermique entre le cuivre et le fer (K/W)

$R_{th_{ferEau}}$	Résistance thermique entre le fer et l'eau (K/W)
S	Surface d'échange (m ²)
S_{Conduc}	Surface d'échange pour la conduction (m ²)
$S_{Contact}$	Surface de contact entre deux matériaux (m ²)
S_{Conv}	Surface de convection (m ²)
Γ	Couple (Nm)
T	Température (°C)
T_a	Température ambiante (°C)
T_{bob}	Température du bobinage (°C)
T_{cu}	Température du cuivre (°C)
T_{eau}	Température de l'eau (°C)
T_{Fluide}	Température du fluide (°C)
T_{in}	Température en entrée de boîte à eau (°C)
T_r	Temperature room - Température de la salle (°C)
T_{ray}	Température de la surface qui rayonne (K)
$\Gamma_{resistant}$	Couple résistance (Nm)
T_s	Température du solide (°C)
T_c	Temperature cooling jacket – Température de la boîte à eau (°C)
T_{cible}	Température de la surface cible (K)
Γ_{fric}	Couple de friction (Nm)
Γ_{utile}	Couple utile (Nm)
V_{DC}	Tension délivrée par le bus continu (V)
α	Coefficient thermique
β	Coefficient
γ	Coefficient
ϵ_0	Permittivité du vide ($\epsilon_0 = (1/36\pi) \cdot 10^{-9} \text{F/m}$)
ϵ_p	Emissivité relative du matériau
ϵ_r	Permittivité du fluide (F/m)
λ	Conductivité thermique (W/mK)
μ	Coefficient de viscosité dynamique (Pa.s)
ν	Viscosité cinématique (m ² /s)
ρ	Masse volumique des fluides (kg/m ³)
ρ_t	Résistivité des tôles (Ohm.m)
σ	Constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma \approx 5,670374 \times 10^{-8} \text{W/m}^2 \text{K}^4$)
Φ	Flux de chaleur
x	Vecteur de paramètres
ψ	Fonction de base
ω	Vitesse de rotation angulaire (rad/s)
Ω	Vitesse de rotation angulaire (tr/min)

ABREVIATIONS

AP	Aimants permanents
CADES	<i>Component Architecture for the Design of Engineering Systems</i>
CO ₂	Dioxyde de carbone
CS21	Fonction « <i>Compactly supported (2,1)</i> »
DOE	Plans d'expériences (<i>Design of experiments</i>)
EF	Éléments finis
G2Elab	Laboratoire de génie électrique de Grenoble
GWP	Potentiel de réchauffement global (<i>Global warming potential</i>)
MAS	Machine asynchrone (notée IM en anglais pour <i>induction machine</i>)
MCC	Machine à courant continu (notée DC en anglais pour <i>direct current</i>)
MFA	Machine à flux axial
MFA AP	Machine à flux axial à aimants permanents
MFR	Machine à flux radial
MFR AP	Machine à flux radial à aimants permanents
MRV	Machine à réluctance variable (notée SRM en anglais pour <i>switched reluctance motor</i>)
MS AP	Machine synchrone à aimants permanents (notée PMSM en anglais pour <i>permanent magnet synchronous machine</i>)
MS RB	Machine synchrone à rotor bobiné (notée SM pour <i>synchronous machine</i>)
NdFeB	Néodyme-fer-bore
NO _x	Oxyde d'azote
SQP	Algorithme d'optimisation quadratique successive (<i>Sequential quadratic programming</i>)
VE	Véhicules électriques
VEH	Véhicules électriques et hybrides

INTRODUCTION

Les transports sont essentiels pour les échanges humains et la voiture y tient une place de choix. Les statistiques du ministère de la transition écologique donnent une part de 81 % des véhicules particuliers pour le transports des voyageurs [1]. Ils représentent 18 % du budget individuel des ménages, soit plus que la nourriture. L'invention de l'automobile au 19^{ème} siècle et son utilisation massive à partir du 20^{ème} siècle a révolutionné le transport et a complètement modifié le rapport des individus à l'espace, changé l'allure des villes [2] et rapproché la campagne. La voiture permet de se déplacer librement là où 80 % du territoire national n'est pas desservi par les transports en commun. Ainsi, pour beaucoup, son usage est essentiel (7 personnes sur 10 l'utilisent pour aller au travail) et les projections de vente sont toujours dans le vert.

Cependant, les transports contribuent à hauteur de 30 % dans les émissions de gaz à effet de serre. A elle seule, la voiture individuelle y contribue à hauteur de 15 %. Les émissions de polluants tels que le NO_x, les particules fines et le CO₂ contribuent fortement à la dégradation des conditions de vie [3].

A l'heure où les réductions de nos impacts sur l'environnement sont de rigueur, l'attente des consommateurs et des non-consommateurs porte sur la réduction de ces nuisances. Pour y répondre, les politiques publiques éditent des normes de plus en plus drastiques. Plusieurs pays vont jusqu'à interdire les véhicules thermiques dans les prochaines années, la Chine aux alentours de 2030/2040, la France et le Royaume Uni pour 2040, l'Allemagne et l'Inde pour 2030 et même la Norvège pour 2025 [4]. Pour atteindre cet objectif les incitations, les réglementations et les pénalités fiscales poussent les consommateurs à se tourner vers des solutions propres.

Une solution pertinente est l'utilisation d'une autre énergie que celle issue de la combustion du pétrole pour la propulsion. Ainsi, l'électricité possède tous les avantages. Les véhicules électriques sont silencieux et ne rejettent que très peu de polluant localement, à l'utilisation.

La solution de la propulsion hybride thermique électrique permet de réduire les défauts du moteur à combustion en s'appuyant sur l'aide d'un moteur électrique. Dès 2003, la Toyota Prius 3 a permis ainsi une consommation inférieure à 4,5 L/100 km en cycle mixte avec une batterie de seulement 1,3 kWh [5].

Concrètement, pour ne pas changer tout le dimensionnement du véhicule, les solutions

d'hybridation, telles que le moteur électrique, devront être les plus compactes possibles. Ainsi, le choix du moteur électrique est en partie fait sur la base de sa densité de puissance. Valeo et le laboratoire de génie électrique de Grenoble (G2Elab) ont investigué une solution de machine à flux axial à aimants permanents (MFA AP) pour l'hybridation douce des véhicules dans le cadre de la thèse de Thomas Boussey [6].

Cependant, la conversion d'énergie ne se fait pas sans pertes, et un moteur ayant de faibles dimensions sera difficile à refroidir du fait de ses petites surfaces d'échanges. Nos travaux de thèse s'inscrivent donc dans ce contexte : il s'agit d'explorer des nouvelles solutions pour le refroidissement de la MFA AP susmentionnée.

Dans un premier chapitre, nous validerons le choix fait de la MFA AP comme solution pour l'hybridation douce. La MFA AP possédant les qualités nécessaires, nous ferons tour à tour l'inventaire des pertes existantes lors de la transformation d'énergie et les procédés physiques permettant de les évacuer. Nous regarderons les travaux déjà existants sur le refroidissement des machines dans l'automobile et plus précisément sur les MFA AP. Enfin, nous proposerons la solution innovante qu'est le refroidissement à changement de phase

Notre second chapitre présentera une série de manipulations expérimentales. Ces expérimentations ont pour objectif de comprendre et d'évaluer, du point de vue global, les apports rendus possibles par le refroidissement à changement de phase. Pour ce faire, des premiers essais porteront sur des expériences de principes, d'abord un fil simple puis une dent bobinée. Ensuite, nous investiguerons le refroidissement en immersion d'une petite machine à flux radial à aimants permanents (MFR AP). Enfin, des essais seront effectués sur une maquette thermique similaire à la MFA AP.

Dans notre troisième chapitre, nous modéliserons les échanges thermiques intervenants dans la maquette thermique. Cette modélisation se fera par l'identification de paramètres à partir d'essais sur cette maquette. Nous présenterons en premier lieu notre modèle, puis notre stratégie d'identification et enfin nos essais. Nous nous attacherons à vérifier la robustesse des résultats obtenus.

Fort de ces résultats, nous redimensionnerons la MFA AP considérée. Dans un premier temps, nous présenterons nos modèles et la méthode de dimensionnement choisie. Grâce à des simplifications judicieuses des modèles, la recherche de la machine répondant au cahier des charges sera effectuée.

Enfin, une conclusion générale sur nos travaux sera donnée. Les perspectives permettant d'affiner nos modèles et d'augmenter encore plus les performances de la MFA AP seront présentées.

1 BIBLIOGRAPHIE / ETAT DE L'ART

1.1 LES MACHINES ELECTRIQUES ET L'AUTOMOBILE

Dans cette partie, nous présenterons les principes généraux des machines électriques et les contraintes liées à l'automobile. Notre état de l'art sur l'utilisation des machines électriques dans l'automobile montrera l'intérêt de la machine synchrone à aimants permanents que nous présenterons plus en détail dans la deuxième sous-partie.

1.1.1 Principes généraux sur les moteurs électriques pour les VEH

Un moteur électrique rotatif est un système qui convertit une énergie électrique en une énergie mécanique. Il est composé de deux éléments séparés par un entrefer. L'un est fixe et est appelé stator et l'autre est en liaison pivot avec le stator, il est appelé rotor. Chacun de ces deux éléments possède un champ magnétique qui peut être généré de deux manières différentes.

- Soit le champ est généré par une circulation de courant dans un solénoïde, selon la loi de Biot et Savart. Dans ce cas, la direction du champ d'induction est celle du solénoïde, son sens dépend du sens du courant et sa norme dépend de l'intensité du courant.
- Soit par un matériau magnétique dur (des aimants permanents, AP). Dans ce cas, le champ d'induction est intrinsèque au matériau mais il peut se dégrader en fonction de la température et du champ coercitif (cf. Annexe 1).

La rotation du rotor est ici le seul mouvement de liberté permettant d'aligner les champs magnétiques du rotor et du stator.

Faire tourner l'un des deux champs magnétiques entraînera un mouvement constant du rotor qui cherchera à aligner les deux champs. On définit le couple du moteur par (Eq.1.2).

$$\Gamma = \vec{\mathcal{M}} \wedge \vec{B} \quad (1.1)$$

Avec :

- $\vec{\mathcal{M}}$, le moment magnétique équivalent du rotor
- \vec{B} , le champ d'induction magnétique du stator

Le couple dépend alors de la norme des champs magnétiques et de l'angle entre ces derniers.

Les différentes possibilités de générer les champs d'induction magnétique rotorique et statorique (avec une bobine ou avec un AP) ainsi que les différentes possibilités de faire varier le champ magnétique (dans l'espace et le temps) donnent différentes technologies de machine utilisées dans l'automobile:

- la machine à courant continu (MCC)
- la machine asynchrone (MAS)
- la machine synchrone à aimants permanents (MS AP) ou à rotor bobiné (MS RB)
- la machine à réluctance variable (MRV).

Les principales contraintes de l'automobile pour choisir une technologie de moteur électrique sont:

- la plage d'utilisation de la machine dans le plan couple-vitesse doit être la plus étendue possible (voir Figure 1-1)
- le rendement doit être le plus élevé possible sur une large bande de vitesse
- la compacité doit être maximale
- le poids doit être le plus faible possible
- le coût doit être le plus faible possible
- la fiabilité doit être la meilleure possible

Dans le contexte automobile, un état de l'art complet sur les véhicules électriques et hybrides (VEH) est réalisé dans [7]. Dans cette étude, l'auteur prend en compte plus de 200 VEH avec pour objectif de répertorier toutes les technologies de machines électriques utilisées. Son étude est reprise et étendue pour prendre en compte les années 2013 à 2016 dans [8]. A partir de leur base de données, le graphique, présentant les technologies de machines électriques utilisées dans ces 200 véhicules, en fonction du temps, sont donnés pour la période 1884-2016 (Figure 1-2).

Ce graphique est révélateur de l'histoire des véhicules individuels. Au début, avant 1900, les premiers véhicules étaient électriques, la seule technologie de machine électrique disponible était celle la plus simple à fabriquer et à piloter : la MCC (notée dc sur la Figure 1-2). La voiture thermique est ensuite devenue prépondérante grâce d'une part à son réservoir d'énergie permettant une meilleure autonomie, mais ironiquement, aussi à l'invention du démarreur électrique. Les recherches sur les véhicules électriques (VE) ont donc été faibles dans les années 1920 jusqu'aux années 1970/80. La crise du pétrole dans les années 1980 a relancé l'intérêt pour les VE. Il s'ensuit la découverte de terres rares pour les AP et de nouveaux matériaux pour

les batteries. De nos jours, le prix élevé du pétrole et les problématiques environnementales continuent de pousser la recherche sur les VEH. Nous notons que la tendance de ces dernières années favorise clairement la MS AP (notée PMSM sur la Figure 1-2). Cependant, au vu des problématiques d’approvisionnement en AP, des constructeurs ont songé à faire des machines sans AP. Par exemple, le choix de se passer totalement d’AP a été fait par Renault, qui représente 44 % des immatriculations de véhicules légers électriques en France en 2019 [9].

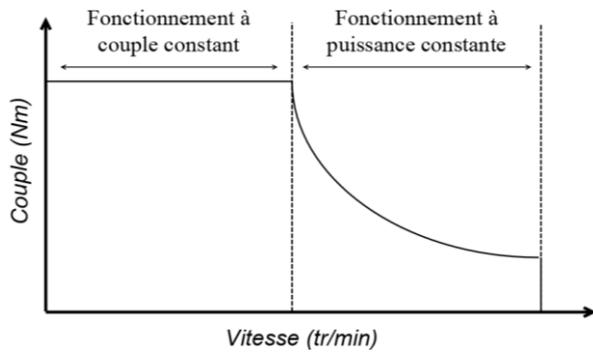


Figure 1-1: Graphique couple-vitesse

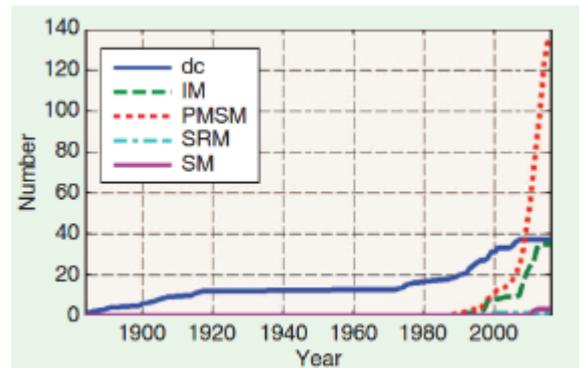


Figure 1-2: Evolution de la quantité de véhicules utilisant une technologie de machine électrique au fil des années : dc pour MCC, IM pour MAS, PMSM pour MS AP, SRM pour MRV et SM pour MS RB d’après [8].

1.1.2 Comparaison des technologies utilisées pour l’hybridation

La comparaison entre la MCC, la MAS, la MRV et la MS AP, dans le contexte automobile (avec pour cahier des charges 30 kW de puissance, avec une vitesse nominale de 3 000 tr/min et une alimentation de 400 V) est faite dans l’étude [10]. Il ressort que la MS AP est meilleure en terme de rendement et de densité de puissance, viennent ensuite la MRV et la MAS, puis la MCC (Figure 1-3). La cartographie proposée par les auteurs (Figure 1-4) nous renseigne sur les zones d’utilisation optimales pour les différentes machines. Nous y voyons que la MS AP perd du rendement en comparaison avec la MAS et la MRV pour les hautes vitesses. On y retrouve que la MS AP est plus efficace en basse vitesse que les MAS et que les MRV.

Toujours pour comparer les machines dans le contexte automobile, en considérant cette fois les contraintes de la Toyota Prius 2004, une recherche voulant aboutir à des performances équivalentes à la MS AP développée par Toyota avec une MAS et une MRV, montre l’intérêt de la MS AP en terme de rendement sur une bande de vitesse allant de 1 500 tr/min à 6 000 tr/min [11]. Les deux autres machines dimensionnées possèdent tout de même des rendements

supérieurs à 85%. Cependant, si nous considérons les coûts des matériaux, les MRV et MAS sont plus intéressantes, essentiellement du fait qu'elles n'utilisent pas d'AP.

	DC	IM	PMSM	SRM
number of pole pairs p	5	2	6	12/8
maximum efficiency η	84%	89%	97%	88%
rotor diameter D_r (mm)	239.5	162	136.8	159
active length l_i (mm)	69.8	127	140.8	159
outer diameter D_a (mm)	430	258	196.3	269
length with end windings l_a (mm)	132	232	161.5	207
volume V_a (dm ³)	19.2	12.1	4.9	11.8
power density (kW/dm ³)	1.6	2.5	6.1	2.6

Figure 1-3: Comparaison de quatre machines de 50 kW
d'après [10]

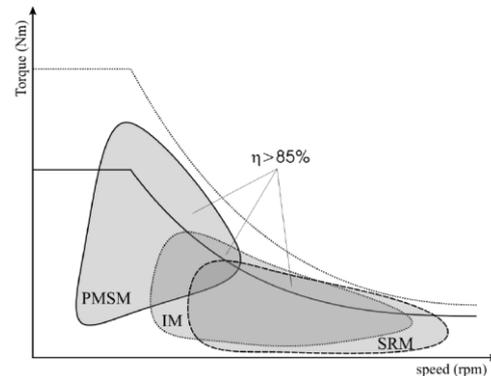


Figure 1-4: Cartographie, à puissance constante, de différentes technologie de machine d'après [10]

En prenant encore le cahier des charges de la Prius 2004 comme objectif, dans [12], les auteurs présentent un dimensionnement de machine asynchrone (MAS). Ils notent que malgré son poids plus élevé et son rendement moins bon, la MAS peut être envisagée car elle est moins chère et plus robuste. En considérant les performances de la MS AP de la Toyota Prius 2009, une MRV a été dimensionnée dans [13]. Les auteurs concluent que le couple, le rendement et l'enveloppe couple-vitesse la rendent compétitive, en revanche la MRV est 25 % plus lourde et nécessite 15 % de densité de courant en plus soit 24 A/mm². Cependant, les auteurs n'ont pas pris en compte la thermique de la machine ; or, il nous semble que si cela avait été le cas, l'augmentation de la densité de courant engendrerait des pertes bien plus importantes qui dégraderaient le rendement.

1.1.3 Traction avec deux technologies de machines électriques

Pour pallier cette différence de performances en fonction de la vitesse de rotation du rotor, le choix de Cadillac pour la « Cadillac CT6 PHEV luxury sedan » a été de coupler un moteur thermique et deux moteurs électriques, une MAS utilisée plutôt dans les zones hautes vitesses et une MS AP pour les demandes à faibles vitesses [14].

Dans la même idée, Meidensha corp a présenté une MS hybride lors du colloque « The Electric Vehicle Symposium EVS'13 ». Cette machine est sensée allier les avantages des MS RB et des MS AP, le tout sans leurs défauts. Des doutes sont cependant émis dans [15] quant aux ondulations de couple et à la quantité de pertes générées par cette structure hybride.

Enfin, la « Tesla Model 3 » propose, sur deux déclinaisons, une chaîne de traction composée

de deux moteurs, une MS AP et une MAS. En fonction du mode de conduite, cela permet de changer soit la dynamique du véhicule soit son autonomie.

1.2 LA MACHINE A FLUX AXIAL SYNCHRONE A AIMANTS PERMANENTS

A la lumière de l'état de l'art présenté précédemment, nous comprenons pourquoi la MS AP est une excellente candidate pour les applications automobiles. Ainsi, nous allons nous concentrer sur cette machine et présenter sa déclinaison axiale. Nous présenterons succinctement la MFA AP dimensionnée dans la thèse de Thomas Boussey [6], cette machine sera le point de départ de notre étude.

1.2.1 La machine synchrone à aimants permanents (MS AP)

Dans cette technologie de machine, le champ magnétique au stator est tournant et est généré par une alimentation polyphasée alternative. Le champ magnétique du rotor est fixe et est généré par des aimants permanents, ce qui permet d'avoir un champ magnétique intense en se passant d'alimentation. Les MS AP sont donc particulièrement performantes aux basses vitesses. En revanche, aux fortes vitesses, les AP voient un champ inverse intense qui peut les désaimanter et donc dégrader à terme les performances de la machine.

L'avantage d'avoir un champ généré par des AP est qu'il n'y a pas besoin d'alimentation et pas de pertes par effet Joule au rotor (voir le paragraphe 1.3.1.1). Cependant l'assemblage de la machine est compliqué du fait des forces d'attractions des AP. Un inconvénient majeur de cette utilisation d'AP est l'approvisionnement en terres rares permettant leur construction [16]. Du fait de leurs propriétés magnétiques, les aimants néodyme fer bore (NdFeB) sont les plus intéressants (cf. Annexe 1).

1.2.2 La MS AP dans l'automobile

Une large majorité des constructeurs automobiles utilisent des machines à flux radial à aimants permanents (MFR AP) dans leur VEH. Citons Toyota et son modèle Prius dans lequel les AP sont positionnés en configuration aimants enterrés à "concentration de flux", ce qui permet à la fois d'avoir des champs plus intenses et d'éloigner les AP des bobinages statoriques et de leur effet néfaste aux hautes vitesses (Figure 1-5). La MFR AP de la Tesla 3 utilise la même configuration pour concentrer les flux des AP ; mais, pour limiter les courants de Foucault, ils utilisent plusieurs petits AP (Figure 1-6).



Figure 1-5: Rotor du modèle Prius de Toyota. Les espaces vides accueillent les aimants d'après [17]

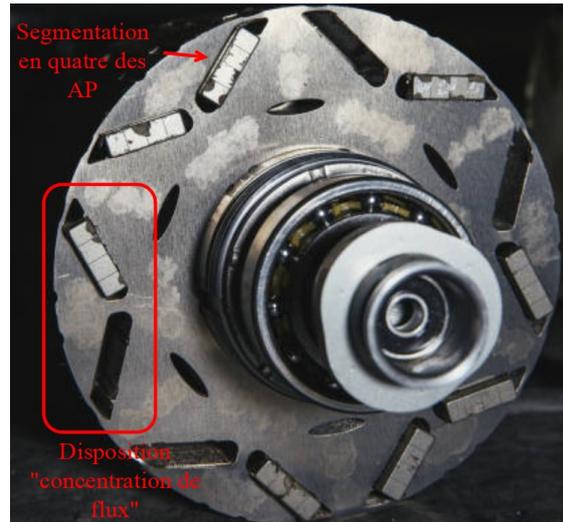


Figure 1-6: Segmentation des AP dans la MS AP de la Tesla 3 d'après [18]

1.2.3 Comparaison entre les machines à flux axial et les machines à flux radial

1.2.3.1 Principe

Pour les machines rotatives, le flux dans l'entrefer peut être axial (MFA) ou radial (MFR) à l'axe de rotation (Figure 1-7). D'un point de vue de la construction, avoir un flux radial revient à avoir deux cylindres (le rotor et le stator) concentriques et imbriqués. On parle alors de machine cylindrique, ou annulaire en fonction du ratio Longueur/Diamètre. Pour avoir un flux axial dans l'entrefer, on utilise deux disques qui se font face. On parle de machine discoïde ou machine plate (Figure 1-7).

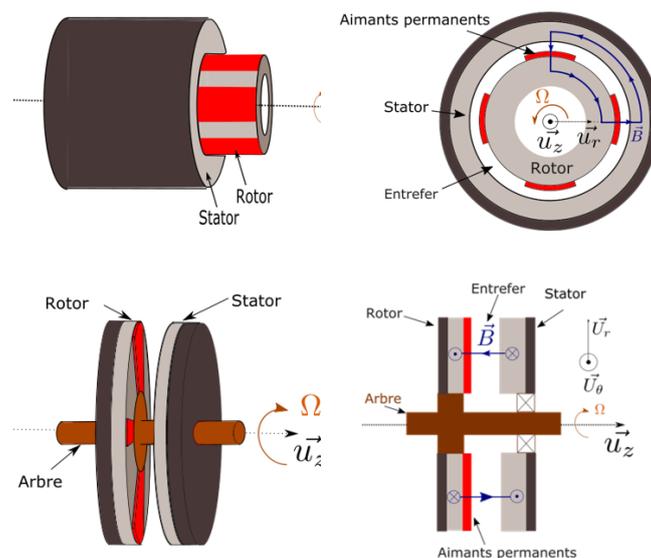


Figure 1-7: Illustration du principe de fonctionnement de la MFA et de la MFR. D'après [6]

D'un point de vue mécanique, la structure à flux radial est préférable car les efforts, en charge et à vide, sont répartis de façon homogène sur toute la périphérie du rotor. A contrario, dans la structure à flux axial, le côté du disque rotor en regard avec le stator entraîne des forces qui ne sont pas égales des deux côtés de ce dernier. De plus, aux fortes vitesses, le disque aura tendance à s'aplanir du fait de la force centrifuge.

Très tôt, en 1889, Tesla a posé un brevet sur une machine discoïde [19]. Cependant, en raison de ces contraintes mécaniques qui rendent difficile sa construction, la machine à flux axial a été délaissée au profit de la machine à flux radial.

Les principaux avantages de la MFA AP sont [18] :

- sa compacité axiale
- son entrefer planaire
- son rotor à grand diamètre.

Ces avantages permettent à la machine de générer de forts couples avec une bonne inertie et d'avoir un nombre de pôles élevés dans un espace restreint. La MFA est donc adaptée pour des solutions embarquées telles que les trottinettes électriques [21], l'automobile [6], [22], [23]. Elle se distingue également dans des applications d'entraînement direct basse vitesse [24]: ascenseur [25] ou éolien [20].

1.2.3.2 Comparaison des technologies

La MFA est avantageuse pour les applications où la contrainte axiale est élevée. Dans [26], les auteurs montrent l'avantage de la MFA AP sur la MFR AP pour des rapports longueur de la machine sur diamètre de la machine inférieurs à 0,3 et pour un nombre de pôles élevés (>10). La comparaison entre les MFA AP et les MFR AP dans le cadre des applications automobile est faite dans [27]. Cette étude montre que la MFA AP est une alternative sérieuse au MFR AP car la taille axiale est très contrainte. Les conclusions se basent sur un dimensionnement de machine en considérant la même densité de courant dans les conducteurs, les mêmes dimensions et la même masse d'AP.

Par ailleurs, les MFA sont avantageuses du fait que l'on peut associer sur le même axe plusieurs systèmes rotor/stator [28]. Dans [29], les auteurs comparent les performances d'une MFR AP possédant deux rotors (intérieur et extérieur) et une MFA AP possédant deux rotors. Les résultats montrent que les deux machines se valent en densité de couple, pertes et donc rendement, en revanche la quantité d'AP utilisée est plus importante pour la MFA AP. Notons

que la comparaison n'est faite que pour une vitesse de 1800 tr/min, dont la valeur est cohérente pour notre application. De plus, le refroidissement du stator de la MFR nous semble plus compliqué, car le stator est pris en sandwich entre le rotor interne et le rotor externe (Figure 1-8). Une structure similaire avec, cette fois, deux stators entourant un rotor est brevetée par Denso dans [30] avec une solution de refroidissement via le stator (Figure 1-9).

Enfin, la société Magnax compare les performances et la densité de puissance de leur machine AXF 225 qui est une MFA AP avec la MFR AP utilisée dans la BMW i3 [31]. Celle de la BMW i3 pèse 41 kg et délivre 125 kW et 250 Nm alors que la Magnax AXF 225 pèse 14 kg et délivre 170 kW et 250 Nm. Ainsi la MFA AP est plus avantageuse d'après eux.

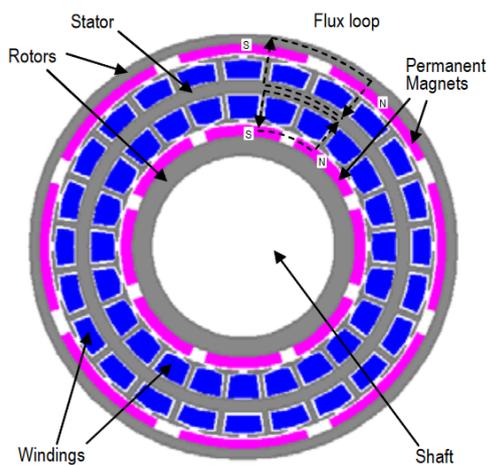


Figure 1-8: MFR AP avec un stator imbriqué dans deux rotors d'après [29]

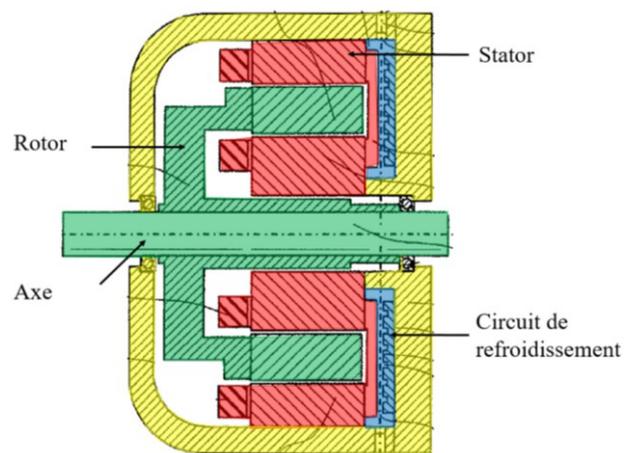


Figure 1-9: MFR avec un rotor imbriqué dans deux stators d'après [30]

Nous avons montré plus haut qu'aux hautes vitesses il existe un risque de désaimantation des AP de la MS AP. Pour pallier ce problème, dans [32], les auteurs proposent dans le cas de la MFA AP de modifier de manière dynamique l'épaisseur de l'entrefer. Cette proposition permet de faire fonctionner la machine sur une plus grande plage de vitesse. En revanche, cela implique une complexification de l'assemblage, déjà compliqué, de la MFA AP puisqu'il faut prévoir un degré de liberté supplémentaire pour le rotor. La commande est elle aussi plus complexe.

1.2.4 Dimensionnement d'une MFA AP : Thèse Thomas Boussey

Comme la technologie MFA AP est une bonne candidate pour les applications embarquées, c'est cette technologie qui a été choisie par Thomas Boussey pour une solution d'hybridation douce [6]. L'enjeu est le dimensionnement d'un alterno-démarrreur intégré et monté directement sur le vilebrequin à proximité du moteur thermique.

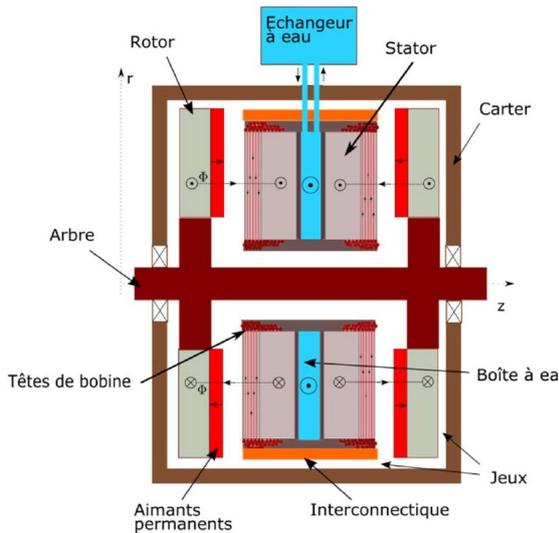


Figure 1-10: Schéma de la structure de la MFA AP dimensionnée par T. Boussey, d'après [6]

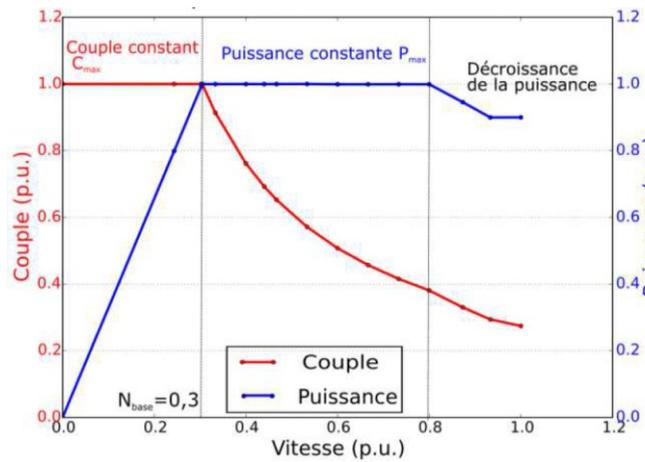


Figure 1-11: Enveloppe couple/ puissance en régime transitoire d'après [6]

La solution finale est composée de deux MFA AP identiques, couplées mécaniquement par l'arbre pour les rotors et par le carter pour les stators, et séparées magnétiquement par une boîte à eau (Figure 1-10). Les machines sont des structures à pas fractionnaires, avec un bobinage sur dents pour les 24 dents de chaque stator et 16 aimants NdFeB sur chaque rotor. Le cahier des charges pour le dimensionnement stipulait entre autre:

- en régime transitoire et permanent : une puissance et un couple (voir Figure 1-11 pour le régime transitoire)
- en mode court-circuit : une densité de courant maximale pour garantir la tenue thermique
- des contraintes d'encombrements.

Cette thèse a montré que la tenue thermique de la solution ne pouvait pas être garantie car les contraintes de dimensionnement sont trop fortes. Soit les contraintes thermiques sont respectées et les machines sont 27 % plus longues, soit les contraintes de dimensionnement sont respectées et la densité de courant dans les conducteurs est plus élevée de 65 %.

Malgré le fait que les contraintes de dimensionnement électromagnétique ont été optimisées, on arrive à une limite. Cela confirme bien que pour gagner encore en compacité pour les machines, il faut regarder aussi la thermique.

Dans cette sous-partie nous venons de voir les différentes technologies de machines existantes, leurs atouts et inconvénients. Il apparaît que la technologie MS AP est la plus intéressante si

l'on considère la densité de couple pour une application VEH. La solution MFA AP semble prometteuse mais se heurte à des problèmes thermiques.

1.3 REFROIDISSEMENT DES MACHINES ELECTRIQUES

La transformation d'énergie électrique en énergie mécanique engendre des pertes énergétiques. De l'énergie thermique indésirable est créée au cours de la transformation. Si cette dernière n'est pas évacuée de la machine, elle risque de causer la destruction de la machine par emballement thermique. Soulignons que même un défaut minime et localisé (un court-circuit entre deux spires par exemple) empêche le fonctionnement de la machine. Ainsi, ce n'est pas seulement la température moyenne de la machine qu'il convient de maîtriser dans la machine mais également les points chauds (hot spot).

Dans cette partie, nous allons faire l'inventaire des pertes engendrées dans une machine électrique. Ensuite, nous présenterons la physique à mettre en jeu pour l'évacuation de ces pertes. Enfin, nous ferons un état de l'art des techniques d'évacuation des pertes dans les machines en vue d'améliorer le refroidissement des MFA AP.

1.3.1 Pertes dans les machines électriques

1.3.1.1 Pertes par effet Joule

Lorsqu'un courant parcourt un conducteur, le mouvement des charges provoque un échauffement. A basse fréquence (ou en courant continu), la distribution du courant dans le conducteur est uniforme. Les pertes ainsi générées par le passage d'un courant (I) dans un conducteur de résistance électrique $R(T)$ sont données par l'effet Joule, et la puissance de ces pertes (P_J) se calcule par:

$$P_J = R(T)I^2 \quad (1.2)$$

La résistance électrique d'un conducteur $R(T)$ varie en fonction de la température. Cette variation peut s'exprimer par une expression linéaire:

$$R(T) = R_{T_a}(1 + \alpha(T - T_a)) \quad (1.3)$$

Avec la température T en degrés Celsius, R_{T_a} est la résistance électrique à la température ambiante T_a et le coefficient thermique α est caractéristique du matériau considéré.

En haute fréquence, la distribution du courant dans le conducteur n'est plus uniforme. Deux effets en sont la cause: l'effet de peau et l'effet de proximité. Pour l'effet de peau, la

concentration du courant se fera à la périphérie du conducteur en raison de l'action du flux propre interne au conducteur qui rejette le courant en périphérie. En raison des faibles diamètres des fils utilisés, cet aspect est négligé. L'effet de proximité est lié à l'interaction entre conducteurs voisins. En effet, les champs magnétiques générés par chacun des conducteurs va modifier la répartition du courant dans ces derniers [33]. Ce deuxième aspect est également négligé, par simplification.

1.3.1.2 Pertes dans le Fer

La variation du champ magnétique dans les matériaux ferromagnétiques des machines engendre des pertes. Ces pertes sont induites par des phénomènes microscopiques complexes que l'on traduit généralement avec des modèles macroscopiques, et on peut les décomposer en deux composantes représentant les pertes statiques (obtenues à basse fréquence $\sim 1\text{Hz}$) et les pertes dynamiques (pour des fréquences supérieures au Hertz). Ces dernières sont dissociées en pertes classiques (qui ont pour origine les courants induits, dits de Foucault) et en pertes en excès. Pour estimer ces pertes, le modèle dit de Bertotti [34] propose d'isoler la contribution de chaque phénomène. Dans le cas d'une induction sinusoïdale et sensiblement homogène dans l'épaisseur de la tôle, il donne la formulation suivante

$$P_{fer} = K_h f B_m^{a_{hyst}} + \frac{(\pi d)^2}{6\rho_t m_v} (f B_m)^2 + K_{exc} (f B_m)^{3/2} \quad (1.4)$$

Avec

- B_m : valeur crête de l'induction,
- K_h : coefficient des pertes par hystérésis,
- K_{exc} : coefficient des pertes par excès,
- a_{hyst} exposant de B_m pour les pertes par hystérésis,
- f : fréquence du champ magnétique,
- d : l'épaisseur de la tôle,
- ρ_t : résistivité des tôles,
- m_v : masse volumique des tôles

Cependant l'induction n'est pas forcément sinusoïdale dans une machine électrique, ce qui rend l'équation (Eq.1.4) incorrecte. Dans ce cas non sinusoïdal, il vaut mieux, utiliser l'équation (Eq.1.5) proposée dans [35].

$$P_{fer} = K_{hf} \hat{B}^{a_{hyst}} + \frac{d^2}{12\rho_t m_v T} \int_0^T \left(\frac{\partial B}{\partial t}\right)^2 dt + K_{exc} \frac{1}{T} \int_0^T \left(\frac{\partial B}{\partial t}\right)^{3/2} dt \quad (1.5)$$

1.3.1.3 Pertes aérauliques

Le fluide dans lequel le rotor est en mouvement tend à le freiner et entraîne des pertes aérauliques. Le calcul du couple caractérisant ces pertes, appelé couple de friction (Γ_{fric}), dépend de la nature du fluide (ρ), de la vitesse de rotation du rotor (ω), de son rayon (R_{rotor}), de son épaisseur (e_{rotor}) et du coefficient de friction (C_f)

$$\Gamma_{fric} = \frac{1}{2} C_f \rho \pi \omega^2 R_{rotor}^4 e_{rotor} \quad (1.6)$$

Pour déterminer ce couple de friction, on définit alors le nombre de Reynolds rotationnel (Re_r), défini par l'équation (Eq.1.7):

$$Re_r = \frac{\omega \cdot R_{rotor}^2}{\nu} \quad (1.7)$$

Avec :

- ω la vitesse de rotation du rotor (rad/s)
- R_{rotor} le rayon du rotor (m)
- ν la viscosité cinématique du fluide dans lequel tourne le rotor en (m^2/s) ; elle est le quotient entre le coefficient de viscosité dynamique (μ) en ($Pa.s$) et la masse volumique du fluide (ρ) en (kg/m^3).

Les cas d'un entrefer cylindrique et d'un entrefer axial sont différenciés pour le calcul. Cependant, les pertes aérauliques dans une MFR doivent prendre en compte les écoulements dans l'entrefer (de type cylindrique donc) et les écoulements entre le rotor et le carter (de type discoïde). Le même raisonnement doit être fait pour les MFA, qui est bien la somme des deux pertes aérauliques. Cependant, dans la MFA AP étudiée, l'épaisseur du rotor est très faible devant son rayon ; ainsi, seul le calcul du coefficient de friction pour l'entrefer axial sera explicité. Le lecteur trouvera les coefficients pour le cas d'un entrefer radial dans l'Annexe 3.

Pour trouver le coefficient C_f , nous nous basons sur les travaux de [36] qui étudient les échanges ainsi que le coefficient de friction dans les systèmes disques fermés pour des nombres de Reynolds rotationnels compris entre 10^3 et 10^7 et des rapports de cavités (Eq.1.13) entre 0,0127 et 0,217. Quatre régimes sont définis en fonction du rapport rayon sur entrefer et de la taille de

l'entrefer. La différenciation de ces régimes sera développée plus loin au paragraphe 1.4.1. Les coefficients associés à ces régimes (pour les deux faces du disque) sont [22] :

$$C_f = \left\{ \begin{array}{ll} \frac{2\pi}{\left(\frac{e}{R_{rotor}}\right) Re_r} & \text{Régime I} \\ \frac{3.7 \left(\frac{e}{R_{rotor}}\right)^{0.1}}{Re_r^{0.5}} & \text{Régime II} \\ 0.08 & \\ \frac{\left(\frac{e}{R_{rotor}}\right)^{0.167} Re_r^{0.25}}{0.0102 \left(\frac{e}{R_{rotor}}\right)^{0.1}} & \text{Régime III} \\ \frac{\left(\frac{e}{R_{rotor}}\right)^{0.1}}{Re_r^{0.2}} & \text{Régime IV} \end{array} \right. \quad (1.8)$$

1.3.1.4 Pertes dans les roulements

Les roulements servant à supprimer les pertes par frottement entre les pièces tournantes et fixes sont eux-mêmes le siège de pertes. Le calcul précis de ces pertes étant compliqué du fait des nombreux paramètres qui entrent en jeu, la littérature propose une approximation. Cette approximation prend en compte le poids de la pièce tournante supportée (F), le rayon moyen du roulement (R), la vitesse de rotation de la partie tournante (ω) et un facteur (k) qui dépend de la technologie du roulement (billes, rouleaux, aiguilles par exemple) et qui est donné par le constructeur.

$$P_{rlt} = FRk\omega \quad (1.9)$$

Notons que dans le cas d'une MFA, les efforts ne sont plus seulement radiaux, ainsi [37] remet en cause la valeur donnée par le constructeur pour ce facteur (k).

On pourrait choisir de travailler avec des matériaux qui supportent les hautes températures engendrées par ces pertes. Cependant, ces matériaux sont aussi choisis pour leurs propriétés magnétiques. Toutes ces pertes doivent donc être évacuées de façon à éviter une augmentation trop importante de la température de la machine, qui aura pour effet d'augmenter les pertes jusqu'à l'autodestruction de cette dernière.

1.3.2 Échanges de chaleur dans les machines électriques

La chaleur produite dans la machine par ces pertes doit être évacuée afin d'éviter les échauffements. Il y a trois façons de transmettre la chaleur : la conduction, le rayonnement et la convection.

Nous verrons, dans un premier temps, les notions permettant de comprendre les échanges thermiques. Ensuite, nous appliquerons ces notions aux machines électriques. Enfin, nous verrons les solutions qui mettent en œuvre ces principes.

1.3.2.1 Conduction

« La conduction thermique est la propagation de la chaleur, de molécule à molécule, dans un corps ou dans plusieurs corps contigus et non réfléchissant, sans qu'il y ait mouvement du milieu ou que ce mouvement n'intervienne dans la transmission » [38].

Dans la pratique, l'équation de Fourier revient à définir la quantité de chaleur (Φ) transmise par une surface (S_{Conduc}), dans un matériau de conductivité (λ) subissant une différence de température (ΔT).

$$\Phi = -\lambda S_{Conduc} \Delta T \quad (1.10)$$

Pour augmenter les transferts par conduction, il faut :

- augmenter la conductivité thermique du matériau (cela revenant à changer le matériau car la conductivité est une propriété intrinsèque au matériau)
- augmenter la section de passage du flux thermique
- augmenter les différences de température. Par exemple, ceci implique, pour les machines électriques de travailler avec des températures plus élevées pour les bobines (ce que nous avons montré et qui n'est pas souhaitable pour la machine) ou de diminuer la température de la source froide (ce qui n'est pas possible pour l'intégration de notre machine dans un VEH).

1.3.2.2 Rayonnement

« Dans la transmission de chaleur par rayonnement, le transfert thermique s'effectue par des vibrations électromagnétiques qui se propagent en ligne droite sans aucun support de matière » [38].

Le flux de chaleur transmis par rayonnement est donné par

$$\Phi = \sigma \varepsilon_p S (T_{ray}^4 - T_{cible}^4) \quad (1.11)$$

Avec:

- σ : constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma \approx 5,670374 \times 10^{-8} W m^{-2} K^{-4}$)
- ε_p : émissivité du matériau
- S : section de la surface qui rayonne (m^2)

- T_{ray} : température de la surface qui rayonne (K)
- T_{cible} : température de la surface cible (K)

Pour augmenter les transferts par rayonnement, nous pouvons :

- augmenter l'émissivité du matériau pour se rapprocher d'un corps noir
- augmenter la surface de transfert
- augmenter la différence de température entre la surface qui rayonne et la surface froide.

1.3.2.3 Convection

«La convection caractérise la propagation de la chaleur dans un fluide, gaz ou liquide, dont les molécules sont en mouvement» [38].

Le flux de chaleur transmis par convection est donné par :

$$\Phi = hS_{Conv}(T_s - T_{Fluide}) \quad (1.12)$$

Avec:

- h : coefficient de convection (W/m^2K)
- S_{Conv} : surface de la surface qui échange (m^2)
- T_s : température du solide ($^{\circ}C$)
- T_{Fluide} : température du fluide ($^{\circ}C$)

La convection est le transfert de chaleur le plus difficile à évaluer car elle dépend des paramètres du fluide et de la forme de l'écoulement. En théorie, il faut résoudre les équations de la mécanique des fluides pour déterminer les échanges par convection. Pour éviter cela, l'utilisation de nombres adimensionnels permet de se rattacher à des formules empiriques.

Il faut distinguer la convection dite naturelle de la convection dite forcée. Dans le premier cas, la convection prendra effet et se déroulera de façon autonome grâce aux phénomènes thermiques, alors que dans le second, le mouvement de chaleur est provoqué par un élément extérieur (par exemple, avec un ventilateur).

1.4 REFROIDISSEMENT DE LA MACHINE A FLUX AXIAL A AIMANTS PERMANENTS

Nous avons répertorié les pertes créées dans les machines électriques et les mécanismes de leurs évacuations. Dans cette partie, nous allons nous focaliser sur le refroidissement de la MFA AP. Nous analyserons théoriquement les phénomènes de convection puis nous ferons un état de l'art

des travaux sur le refroidissement des machines.

1.4.1 Convection dans les machines à flux axial fermées

Nous distinguerons la convection dans les entrefers de machine à flux axial de ceux des machines à flux radial. Cependant, tout comme les pertes aérauliques, la convection dans une MFR sera le siège d'écoulements de type cylindrique dans l'entrefer et de type discoïde avec le carter; et, inversement pour la MFA. Le lecteur pourra retrouver la bibliographie sur les écoulements dans une machine à flux radial dans l'Annexe 4.

L'inventaire et la chronologie des travaux ayant amené à comprendre les écoulements dans les machines à flux axial sont donnés dans [39]. Pour les écoulements de type rotor/stator fermés, nous retiendrons que dans [36], les auteurs ont identifié quatre régimes d'écoulements dépendant du Reynold rotationnel (Eq.1.7) et du rapport de forme de la cavité (Eq.1.13) (Figure 1-12).

$$G = \frac{e}{R_{rotor}} \quad (1.13)$$

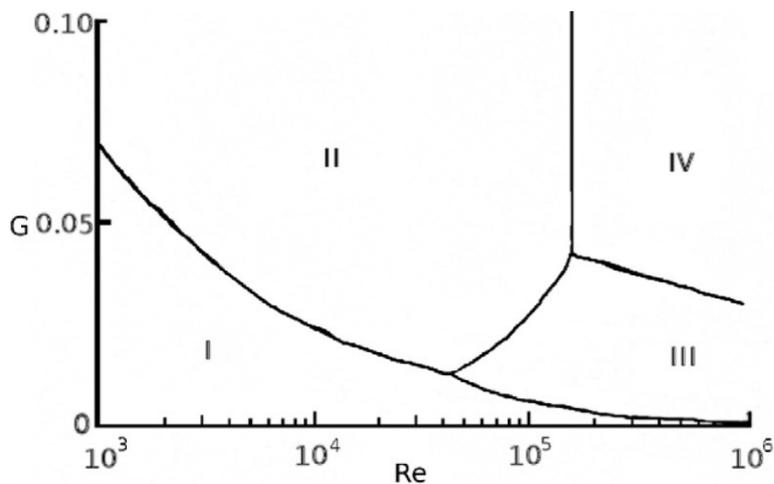


Figure 1-12: représentation des régimes d'écoulements de [36]. Re, nombre de Reynold rotationnel

Ces quatre régimes sont définis comme suit :

Le régime I, correspond à un régime laminaire, les couches limites du rotor et du stator se joignent, il y a donc une variation continue de la vitesse de l'écoulement dans l'entrefer. [40].

Le régime II, correspond à un écoulement laminaire dans l'entrefer. Les couches limites du rotor et du stator ne se touchent pas. Ainsi, il existe entre elles, des zones où la vitesse est uniforme. Ce régime n'existe pas pour les rapports entre le rayon du rotor et l'épaisseur d'entrefer $< 0,005$ [40].

Le régime III, correspond à un écoulement turbulent, où comme dans le régime I, les couches limites se confondent. Ce régime n'existe pas pour les rapports entre le rayon du rotor et l'épaisseur entrefer $> 0,005$ [40].

Le régime IV, correspond à un écoulement turbulent dans l'entrefer, les couches limites ne se confondent pas ici.

Les nombres de Nusselt moyen à considérer en fonction des régimes d'écoulements sont donnés (Eq.1.14,1.15,1.16 & Eq.1.17) [41].

$$\text{régime I} \quad Nu = \frac{1}{G} \quad (1.14)$$

$$\text{régime II} \quad Nu = \frac{2}{\pi} \left(\frac{G}{2}\right)^{0.1} Re_r^{0.5} \quad (1.15)$$

$$\text{régime III} \quad Nu = \frac{0,0308}{\pi} G^{-1/4} Re_r^{3/4} \quad (1.16)$$

$$\text{régime IV} \quad Nu = \frac{0,0545}{\pi} \left(\frac{G}{2}\right)^{0.1} Re_r^{0.8} \quad (1.17)$$

Nombre de Nusselt

Le nombre de Nusselt permet de caractériser le transfert entre un fluide de conductivité (λ) et une paroi, il est défini par :

$$Nu = \frac{h R_{rotor}}{\lambda} \quad (1.18)$$

En pratique, il nous sert à déterminer le coefficient de transfert thermique (h) nécessaire pour le calcul des échanges thermiques par convection.

1.4.2 Amélioration du refroidissement des machines

De façon à classer l'état de l'art, nous considérons deux catégories de machine, les machines ouvertes ou fermées. Ensuite, nous regardons dans le détail les machines fermées.

1.4.2.1 Machine ouverte

La machine ouverte est une machine où l'air peut circuler de l'extérieur à l'intérieur de la machine et vice versa. [42] a montré l'intérêt de ce type de refroidissement sur une MFA AP multidisque en ajoutant des entrées d'air au niveau de l'axe de la machine en vis-à-vis de l'entrefer et des sorties sur la périphérie. L'air est alors pompé grâce au mouvement du rotor et

il refroidit, via l'entrefer, la machine.

Cette solution est simple dans sa mise en œuvre, mais il faut ajouter un filtre et avoir une boucle d'air indépendante, pour filtrer et refroidir l'air injecté. Le cas échéant, des poussières et de l'humidité pourront se déposer dans la machine. Par ailleurs, les températures extérieures ne sont pas forcément contrôlées (injecter de l'air à 50 °C n'est pas pareil qu'injecter de l'air à 10 °C), ce qui rend encore plus difficile la prédiction de la convection alors que notre application requière un système à fiabilité constante. Ajoutons que les propriétés thermiques de l'air sont telles qu'il ne nous apparaît pas intéressant de créer une boucle de refroidissement à air pour refroidir la machine.

1.4.2.2 Machine fermée

Pour notre application, cette solution est préférable. Cela ne veut pas dire qu'elle est totalement étanche, mais elle l'est suffisamment pour qu'il n'y ait pas d'entrée de poussière et d'air. En revanche, il y a toujours besoin d'évacuer les pertes qui vont alors se diffuser des points chauds vers la structure de la machine (carter, arbre). Ainsi, nous distinguons deux problématiques:

- comment évacuer correctement ces pertes une fois aux extrémités ?
- comment bien transmettre ces pertes des points chauds aux extrémités de la machine ?

Nous allons approfondir ces deux points.

1.4.3 Refroidissement des machines fermées

1.4.3.1 Refroidissement de la structure

L'extérieur de la machine échange thermiquement naturellement avec l'air ambiant par convection. Pour que l'échange soit important, il faut alors que la surface d'échange soit grande (ajout d'ailettes), ou bien que le coefficient d'échange soit élevé (dans la pratique, il faut un ventilateur) ou encore que la différence de température entre l'air extérieur et la surface de la machine soit élevée.

Afin d'augmenter le coefficient de convection, on peut utiliser un fluide en lieu et place de l'air. Ainsi, si on colle une boîte à eau sur la machine, le fluide refroidissant circulant dedans va capter la chaleur et l'échanger avec l'air extérieur via un échangeur. Cette boîte à eau permet de gagner fortement en compacité de refroidissement à proximité de la machine. La boîte à eau est judicieusement placée au plus près de la source principale des pertes: les bobinages. C'est cette solution que l'on rencontre le plus souvent dans les applications automobiles. Notons

l'invention [43] qui propose de faire circuler du fluide directement dans les tôles du stator au plus près des bobinages, par exemple dans les dents (Figure 1-13). En général, les dents sont déjà proches de la saturation, ainsi nous pensons que cette solution devrait faire considérablement augmenter les pertes fer.

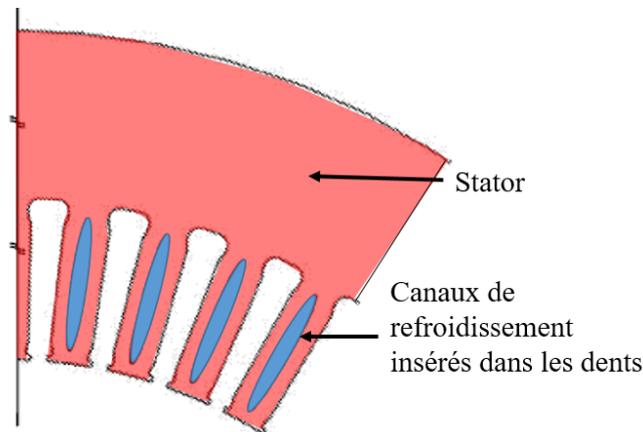


Figure 1-13: canaux de refroidissement insérés au sein des dents, invention proposée par [43]

La solution d'échange via la boîte à eau est idéale pour des applications automobiles car le moteur à combustion interne nécessite déjà une boucle régulée de refroidissement à eau. Cependant, il faut s'assurer que les échanges entre les points chauds de la machine et la boîte à eau soient efficaces. On distingue deux cas pour le transfert de chaleur à l'intérieur de la machine :

- le cas échange à sec
- le cas échange avec un liquide.

1.4.3.2 Amélioration du transfert à l'intérieur

Echange à sec

En jouant sur l'effet ventilateur de la machine à flux axial, une amélioration de la convection permettra d'homogénéiser la température dans la machine, et donc de réduire la résistance thermique entre les points chauds et les points froids. Cela peut se faire en travaillant sur la forme du rotor, soit sur la géométrie de ce dernier [44], soit en lui ajoutant des pâles de ventilateur [45]. Notons deux limites à cette solution, l'air n'est pas forcément bon conducteur thermique sauf s'il est bien mis en mouvement, et un brassage trop important de l'air se traduit par des pertes aérauliques plus importantes.

Les têtes de bobines sont généralement les points les plus chauds de la machine du fait des pertes par effet Joule. Elles sont isolées de la boîte à eau par l'air qui les entoure. Un moyen

judicieux est donc de remplacer cet espace entre les éléments à proximité des têtes de bobines et ces dernières par un matériau bon conducteur thermique, cette technique s'appelle le potting. Cet ajout de matériau doit être bien étudié et maîtrisé. L'expérience chez Valeo montre la difficulté de réaliser cette opération à grande échelle et à bas coût. En particulier, lors de l'ajout de ce matériau, par exemple, il faudra prendre garde à ne pas emprisonner de bulles d'air.

Cependant, le potting permet d'avoir un bon contact thermique entre les bobines et le stator lui-même en contact avec la boîte à eau [46]. La conduction peut aussi être améliorée par l'ajout de matériaux conducteurs thermiques dans les dents [47], dans les bobinages [48] ou autour [49].

Echange avec un liquide

Il existe des solutions pour le refroidissement du rotor avec un fluide s'écoulant dans l'axe de la machine. Cette solution est exploitée notamment chez Tesla et Renault, sur des machines à flux radial asynchrone (MFR AS) et synchrone à rotor bobiné (MFR RB) car il y a des pertes élevées au rotor [50]–[52]. Pour les MFR AP, cette solution existe aussi pour éviter la désaimantation des AP par échauffement. Cependant, dans le cas de la MFA AP, cette solution ne nous paraît pas réalisable pour des raisons mécaniques et pas forcément pertinentes car les pertes sont surtout localisées dans les bobinages. De même, il n'est pas nécessaire de refroidir l'axe.

En revanche, il existe des solutions sur les MFR où un fluide est projeté sur les bobinages via l'axe [53], [54]. Bien sûr, cela a pour effet de refroidir l'axe, mais le but recherché ici est de refroidir les bobinages. Un système de buses pour projeter de l'huile directement sur les bobinages sans passer par l'axe a été proposé par Renault et le Laboratoire d'Automatique, de Mécanique et d'Informatique Industrielles et Humaines (Lamih) [55].

Plutôt que de refroidir le bobinage via un système de buses, dans [56], les auteurs font directement circuler un liquide autour des bobinages. De façon similaire, [57] montre que l'apport d'une circulation de fluide directement dans les fils permet de bien les refroidir. Cette solution de refroidissement leur permet d'injecter 3,5 fois plus de densité de courant dans les bobinages, tout en réduisant les températures de l'ensemble des éléments constitutifs de la machine.

L'invention [58] propose d'utiliser le mouvement du rotor pour mettre en mouvement le fluide. Ce dernier est alors capté par les bobines via une matrice capillaire. Ce système est d'autant

plus innovant qu'il utilise un fluide à changement de phase.

Nous voulons une machine qui soit la plus compacte possible ; or, cela est contradictoire avec la théorie sur les échanges thermiques qui voudrait augmenter les surfaces d'échanges pour mieux refroidir. Les matériaux ayant déjà été sélectionnés pour être les plus performants, nous ne pouvons plus que jouer sur le coefficient d'échange thermique.

1.5 REFROIDISSEMENT A CHANGEMENT DE PHASE

Dans cette partie, nous montrerons l'intérêt de travailler avec un fluide diphasique. Si une telle étude est compliquée, il y a en réalité beaucoup de systèmes qui fonctionnent avec un procédé diphasique dans la vie quotidienne.

Par exemple, le corps humain fait partie des systèmes refroidis par évaporation, c'est-à-dire par procédé diphasique. Pour se refroidir, le corps humain transpire. Lorsque la transpiration sous forme liquide s'évapore, elle absorbe une grande quantité d'énergie, ce qui refroidit notre corps.

Dans les domaines industriels, nombreux sont ceux qui regardent avec attention le refroidissement diphasique. Par exemple, il nous a été aisé de trouver de la documentation sur le refroidissement diphasique de cartes et de matériels pour l'électronique de puissance (modules IGBT, ...) [59], [60].

Dans le domaine de l'habitat, les matériaux à changement de phase commencent à faire leur arrivée, car ils offrent des capacités de rafraîchissement et de chauffage passif qui augmentent l'inertie thermique du bâtiment.

1.5.1 Compréhension physique

Tout corps peut exister sous trois formes physiques: liquide, solide et gazeuse. Le changement de phase de tout corps s'effectue par une variation de pression et/ou de température et/ou de volume. Le diagramme de Clapeyron (Figure 1-14) fait la synthèse de ces changements de phase, pour un cas iso-volume en fonction des variations de température et/ou de pression.

Dans notre application, nous nous intéresserons aux phases liquide et gazeuse d'un fluide, à pression et à volume constants. Le fluide est d'abord liquide, au contact avec les éléments chauds il se vaporise puis se condense quand il arrive au contact des parois froides de notre système.

Pour passer de l'état liquide à l'état vapeur, le fluide a besoin d'un apport conséquent d'énergie qui est naturellement prise à la seule source d'énergie disponible dans notre système: les pertes.

L'énergie nécessaire à ce changement d'état est appelée énergie de vaporisation ou encore chaleur latente.

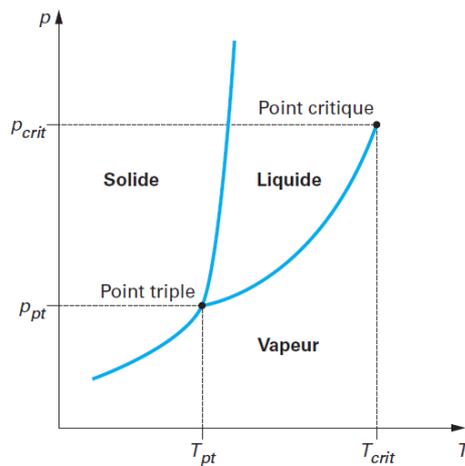


Figure 1-14: Diagramme de Clapeyron représentant l'état d'un corps en fonction de la pression et de la température, à iso-volume, d'après [61]

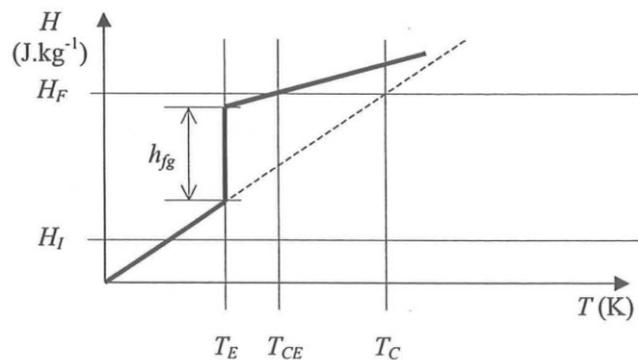


Figure 1-15: Variation de l'enthalpie pour un changement d'état isobare en fonction de la température d'après [62]

Cette vaporisation se fait entre le point triple et le point critique. Le point triple correspond au couple température/pression auquel le fluide est sous les formes solide, liquide et gazeuse en même temps. Le point critique est le point à partir duquel nous ne pouvons plus distinguer les phases vapeur et liquide. Il n'y a donc plus d'énergie de vaporisation qui entre en compte (Figure 1-14).

Le refroidissement diphasique est très intéressant puisque qu'il permet de capter une énergie importante (l'énergie de vaporisation) sans différence de température (Figure 1-15).

1.5.2 Méthodes et quantification des échanges

1.5.2.1 Présentation générale des méthodes

[63] donne des ordres de grandeur pour ces coefficients d'échange thermique (Tableau 1-1).

Tableau 1-1: ordre de grandeur des coefficients d'échange thermique selon plusieurs types de convection d'après [63]

Type de convection	Coefficients d'échange thermique (W/m ² K)
Convection naturelle dans l'air	[2,5 ; 25]
Convection forcée dans l'air	[10 ; 500]
Convection forcée dans un liquide	[100 ; 15 000]
Ebullition dans l'eau	[2 500 ; 25 000]
Condensation de la vapeur d'eau	[5 000 ; 100 000]

Le coefficient de d'échange thermique est plus important avec des huiles plutôt qu'avec de l'air. Ainsi, cela pousse de nombreux auteurs à remplacer l'air dans l'entrefer par de l'huile. A la vue de ces ordres de grandeurs, on comprend tout de suite que la solution changement de phase devrait nous permettre de résoudre notre problème thermique.

La large gamme de valeurs possibles pour le coefficient d'échange thermique dans le cas de l'ébullition est le fait qu'il existe plusieurs méthodes, et que les caractéristiques du fluide impactent fortement sa valeur. Nous allons regarder principalement l'ébullition libre puis nous citerons quelques autres méthodes rencontrées dans la littérature.

1.5.2.2 Ébullition libre - cas du fil immergé

A priori, nous ne serons pas dans ce cas puisque nous avons vu que le rotor n'était en mouvement que si les bobines étaient alimentées. Le rotor génère des turbulences qui empêchent que l'écoulement soit libre. Cependant, ce cas est intéressant pour illustrer le mécanisme du changement de phase.

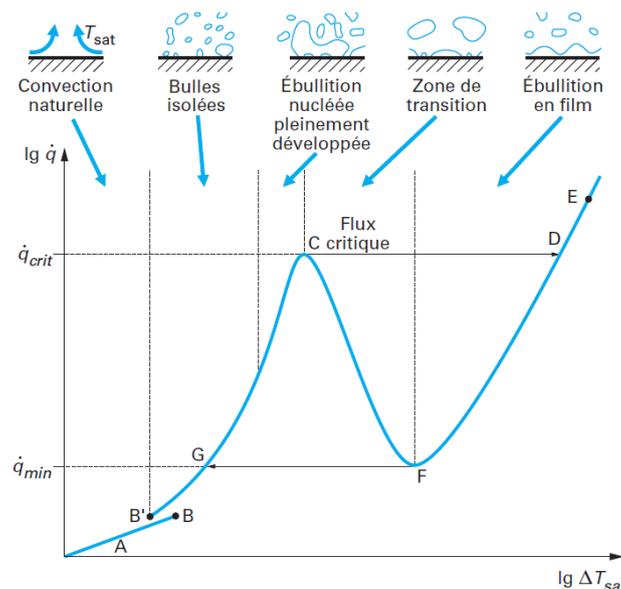


Figure 1-16: Courbe d'ébullition libre d'après [61], avec \dot{q} la densité de flux et ΔT_{sat} surchauffe de la paroi par rapport à la température de saturation

Pour illustrer ce type d'analyse, considérons l'expérience de Nukiyama [64].

Dans cette expérience, un fil de platine, chauffé électriquement, est immergé dans un bain d'eau distillée maintenue à 100 °C. La densité de flux de chaleur est obtenue par mesure du courant et de la tension aux bornes du fil. La température moyenne de la paroi est déduite de la variation de la résistance du fil avec la température (voir paragraphe 1.3.1.1). La courbe représentant la densité de flux thermique en fonction de la surchauffe de la paroi en régime stationnaire est dite

courbe d'ébullition. [61]

La courbe d'ébullition (Figure 1-16) met en évidence plusieurs régimes d'ébullition. Suivant la température de la paroi, la puissance échangée est variable, elle peut-être plus ou moins importante.

L'ébullition ne commence que pour une température supérieure à la température d'ébullition du fluide (point B). Dans ce régime, le fil est refroidi par convection naturelle dans le fluide. Ensuite, l'ébullition nucléée commence (du point B' à C). Cette zone est particulièrement intéressante puisque les capacités d'extraction de chaleur sont très importantes au regard de l'élévation en température du fil. A partir du point critique (point C ou encore *critical heat flux*, *CHF*), une fine couche de vapeur se crée autour du fil chauffant. L'échange thermique entre le fil et le fluide se fait donc via une conduction dans de la vapeur. La vapeur étant un gaz de faible conductivité thermique, la température du fil va brutalement augmenter pour pouvoir continuer d'extraire le flux de chaleur (point D).

Plusieurs idées sont à tirer de cette étude pour notre application :

- il existe un régime favorable pour le refroidissement à changement de phase et des régimes défavorables (régime de convection naturelle, et encore plus : la crise d'ébullition)
- il existe un point critique à ne pas dépasser
- un système de régulation de la puissance peut être nécessaire.

Il existe plusieurs techniques pour aider le déclenchement de l'ébullition et pour repousser le point critique.

Pour ce faire, il faut aider l'instabilité ; par exemple :

- par la rugosité de la paroi en améliorant ainsi la mouillabilité du fluide
- par des mouvements de la paroi [65] ou du fluide

Pour repousser le point critique, il faut empêcher la couche de vapeur de se créer. Ainsi, la mise en mouvement du fluide et l'évacuation de la vapeur favorisent les échanges et permettent de monter en densité de flux de chaleur.

1.5.2.3 Autres méthodes

[66] donne comme ordre de grandeur pour le refroidissement à changement de phase un maximum de 250 W/cm² pour les caloducs, 1 200 W/cm² pour le spray et 1 800 W/cm² pour la

projection de jet, avec un bémol tout de même pour la projection de jet car la vitesse du fluide dans ce dernier cas peut endommager les surfaces.

1.5.3 Réflexion sur le choix du fluide

1.5.3.1 Critères éliminatoires

Parmi ces critères éliminatoires, nous retrouvons le **point d'ébullition**. Ce dernier doit être inférieur à la température de fonctionnement pour que le liquide puisse s'évaporer et supérieur à la température de la source froide pour qu'il puisse se condenser.

Le **point de solidification** est éliminatoire. En effet, si notre fluide se solidifie, il peut endommager le système. Nous prenons la valeur communément admise dans le secteur automobile : -40°C .

De plus, notre fluide doit être **isolant électrique**. La valeur de résistance électrique admise par définition doit être supérieure à $10^{10}\Omega.cm$ [67].

A la température dite de **point éclair**, notre fluide s'enflamme au contact d'une source de chaleur. La combustion s'arrête en même temps que l'arrêt de la source de chaleur. A la température dite de **point d'inflammation**, le fluide s'enflamme au contact d'une source de chaleur et cette combustion s'entretient ensuite d'elle-même. A la **température d'auto-inflammation**, le fluide s'enflamme de manière autonome. Pour éviter tout risque, ces trois températures doivent être supérieures à la température maximale de fonctionnement de la machine.

Le fluide devra avoir un **impact environnemental** conforme aux lois en vigueur, pour les gaz cela se traduit par un potentiel de réchauffement global (GWP : *Global warming potential*) faible.

1.5.3.2 Critères de discrimination

Nous avons pris des critères pour classer les fluides non éliminés. La **chaleur latente de vaporisation** devra être la plus élevée possible pour consommer un maximum d'énergie lors du changement d'état. Il en est de même pour la **capacité thermique** et la **conductivité thermique**, ainsi le fluide échange et emmagasine plus de chaleur. Le **prix au litre** est aussi une donnée importante. Il faut que le fluide soit le moins cher possible. La **mouillabilité** doit être la plus élevée possible.

1.5.3.3 Fluides considérés dans notre étude

Cinq fluides sont considérés dans notre étude et leurs propriétés sont inventoriées (Tableau 1-2). L'air et le fluide Ampcool™ AC-150 ne changent pas de phase mais permettent la comparaison avec les autres fluides.

- L'air est la solution utilisée dans la MFA AP déjà dimensionnée, c'est donc le point de comparaison de notre étude.
- Le fluide Ampcool™ AC-150 est un fluide spécialement conçu pour le refroidissement des machines électriques. Ses propriétés diélectriques, lubrifiantes et inoffensives pour l'environnement sont mises en avant par le fabricant. Le fluide Ampcool™ AC-150 sera désigné ci-après par le terme « fluide Ampcool »
- L'eau a d'excellentes propriétés thermiques pour être utilisée dans le refroidissement à changement de phase. En revanche, elle sera une mauvaise candidate pour notre application puisqu'elle a tendance à faire rouiller les pièces du moteur, dégrader les isolants diélectriques et elle n'est pas isolante électrique intrinsèquement. De plus, elle engendre des dépôts en surface (par exemple du calcaire).
- Les fluides de la gamme Novec™ ne sont pas tous isolants électriques et ils sont conçus à la base pour dissoudre les graisses ce qui pourra se révéler un problème pour la durée de vie des roulements, surtout à hautes vitesses. Cependant, leurs propriétés thermiques, et surtout leur température d'ébullition, nous ont permis de démarrer nos études. Nous avons reçu deux types (3M™ Novec™ 7300 et 3M™ Novec™ 7500). Les fluides 3M™ Novec™ 7300 et 3M™ Novec™ 7500 seront désignés ci-après respectivement par les termes « fluide Novec 7300 » et « fluide Novec 7500 ».

Tableau 1-2: Inventaire des fluides utilisés dans la suite de nos travaux

A 20 °C et pression atmosphérique	Air	Eau	Ampcool™ AC-150	3M™ Novec™ 7500	3M™ Novec™ 7300
Chaleur latente de vaporisation (kJ/kg)	/	2256	/	89	102
Capacité thermique (J/kg°C)	1010.6	4187	2200	1128	1140
Conductivité thermique (W/m°C)	0.03186	0.65	0.1584	0.065	0.063
Point d'ébullition (°C)	/	100	/	128	98
Point de solidification (°C)	/	0	-54	-100	-38
Résistivité électrique (Ohm.cm)	10 ¹¹ à 10 ¹⁷	1,8. 10 ⁷	10 ¹⁴	10 ⁸	10 ¹¹
Potentiel de réchauffement global (GWP)	/	/	/	100	210

1.6 CONCLUSIONS

Dans ce chapitre nous nous sommes intéressés aux machines électriques utilisées dans l'automobile. Il ressort que pour les contraintes automobiles, la machine synchrone à aimants permanents présente les meilleurs avantages. Pour gagner encore en compacité, et donc en densité de puissance, la machine synchrone à aimants permanents à flux axial a été retenue. Nous avons considéré la machine synchrone à aimants permanents à flux axial dimensionnée par T. Boussey dans le cadre de sa thèse. Cette machine possède de réels avantages d'un point de vue densité de puissance mais souffre de problèmes thermiques.

Toute machine électrique est le siège de pertes. Nous avons présenté les pertes d'origine électromagnétique (les pertes Joule et ferromagnétiques) et les pertes mécaniques (aérodynamique et dans les roulements). Ces pertes doivent absolument être évacuées pour assurer le bon fonctionnement de la machine et son intégrité.

Ainsi, nous avons présenté les bases des transferts thermiques pour l'évacuation de ces pertes. Il y a la conduction dans les pièces solides, le rayonnement entre les pièces solides qui ne sont pas en contact et la convection aux interfaces fluides / solides. Les échanges thermiques sont tous dépendants de la différence de température entre les sources chaudes (nos sources de pertes, principalement les bobinages dans notre cas) et les sources froides ainsi que des surfaces d'échange.

Pour jouer sur la différence de température, il faudrait soit élever la température des sources chaudes, ce qui n'est pas possible vis-à-vis des matériaux utilisés car cela engendrerait plus de pertes, soit diminuer la température des sources froides. Cette dernière solution peut être envisagée. Concrètement, il faudrait rajouter / redimensionner un système de refroidissement.

Il n'est pas possible d'augmenter significativement les surfaces d'échange puisque l'on cherche précisément à réduire les dimensions.

Nous avons fait un inventaire des travaux portant sur l'amélioration des échanges dans les machines. Nous avons distingué les cas où la machine est ouverte et ceux où la machine est fermée. Dans le cadre du refroidissement d'une machine fermée, l'utilisation d'un liquide permet d'augmenter significativement les coefficients d'échanges thermiques.

Dès lors, nous nous sommes intéressés au refroidissement à changement de phase. Cette solution est particulièrement intéressante car elle fonctionne avec de faibles gradients de température et permet d'évacuer de grandes quantités d'énergie.

Ainsi, nous souhaitons explorer et évaluer les capacités apportées par le refroidissement à changement de phase pour refroidir une MFA AP.

Pour ce faire, dans un premier temps, nous avons évalué les gains permis au travers de différentes manipulations. Cette évaluation sera traitée dans le chapitre 2. Nous présenterons dans un premier temps les gains de refroidissement apportés aux éléments générants le plus de pertes dans notre application, les bobinages. Nous étudierons l'apport du refroidissement par immersion sur des bobinages. Dans un deuxième temps nous considérerons une MFR AP immergée dans à un fluide qui change d'état par rapport à une immersion dans un liquide et dans de l'air. Enfin, nous présenterons une maquette thermique aux géométries proches de la MFA AP dimensionnée par T. Boussey. Dans cette maquette, les bobinages seront refroidis par du fluide projeté grâce au mouvement du rotor.

Dans notre chapitre 3, nous proposerons une méthode de modélisation des échanges thermiques intervenants dans la maquette thermique. Il s'agira d'une identification grâce aux expériences menées sur ladite maquette. Nous montrerons alors les gains apportés par le fluide par rapport à l'air. Nous testerons notre modèle sur d'autres géométries de bobinage afin d'en apprécier les limites.

Dans notre chapitre 4, nous appliquerons ce modèle à la MFA AP considérée. Grâce à l'apport du fluide, nous montrerons que le cahier des charges peut être respecté tout en réduisant la quantité d'AP utilisée.

Nous terminerons nos travaux par une conclusion générale et des perspectives.

2 MISE EN ŒUVRE DU REFROIDISSEMENT LIQUIDE DIRECT

2.1 INTRODUCTION

Afin d'explorer les capacités du refroidissement à changement de phase, nous nous sommes intéressés aux refroidissements de différents éléments plus ou moins complexes au travers de plusieurs expérimentations de notre conception.

L'hypothèse de dimensionnement thermique chez Valeo est de considérer le régime dans lequel les phases statoriques de la machine sont en court-circuit avec le rotor à sa vitesse maximale, comme étant le régime plus critique d'un point de vue thermique. Il correspond au cas où un véhicule roulant à vive allure subit une avarie électronique qui met le moteur en court-circuit. Cette avarie ne doit pas compromettre la sécurité du véhicule et des occupants (risque d'incendie) et elle doit limiter la propagation du défaut à d'autres organes sains (aimants, bobines, batteries...). Le temps du défaut peut être relativement long. Dans le cas d'un véhicule électrique mono-moteur, il dure le temps d'un arrêt complet. Dans le cas d'un véhicule hybride (cas de notre étude) ou pour un véhicule électrique possédant des modes de roulage en régime de défaut (ex : machine polyphasée, bi-moteur...), ce mode défaillant peut être maintenu jusqu'à l'arrivée dans un atelier. Le défaut de la partie électrique ne doit pas compromettre le fonctionnement de la voiture si celle-ci possède un autre moyen de propulsion disponible. Ainsi, si cette contrainte thermique est respectée, il est admis que tous les autres points de fonctionnement normaux seront valides. Ainsi, avec cette hypothèse, et comme cela a été montré dans [6] c'est bien une contrainte sur la densité de courant admissible que nous souhaitons repousser.

Pour comprendre les phénomènes mis en jeu, nous proposons une étude progressive (Figure 2-1).

Nous avons d'abord procédé à des essais de refroidissement sur un fil de cuivre en immersion. **Cette première expérimentation** est destinée à nous donner des ordres de grandeurs sur les densités de courant que nous pouvons atteindre dans ce cas où le liquide est idéalement en contact avec le fil et ainsi nous donner des limites de fonctionnement.

Une deuxième expérimentation s'intéresse au comportement d'une dent bobinée immergée. Par rapport au fil simple, la proximité des fils rend le refroidissement moins efficace puisque le liquide ne peut plus accéder à chaque fil du bobinage, ce qui dégradera la limite de

fonctionnement propre aux bobines seules.

Ces deux premières expériences vont jusqu'à la destruction des éléments étudiés. Nous montrerons que la destruction du fil est différente en fonction du procédé de refroidissement. Finalement, nous proposerons une méthode afin de l'éviter dans le cas du refroidissement par changement de phase.

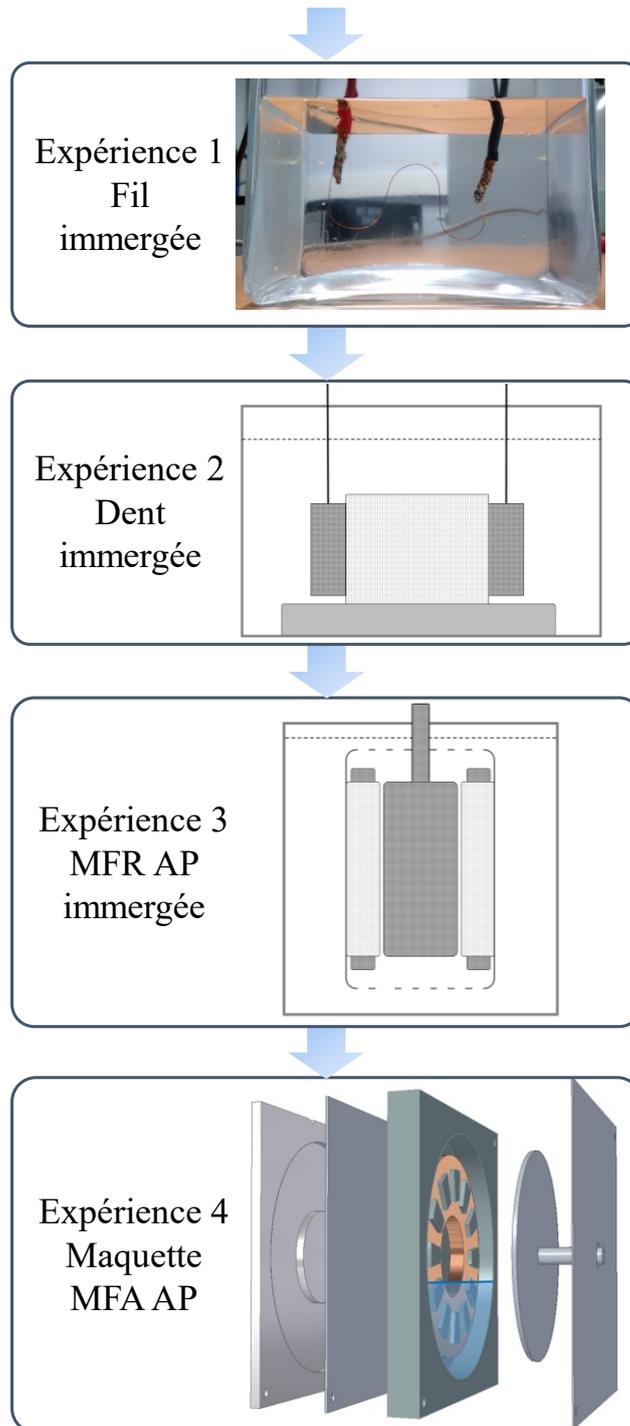


Figure 2-1: Démarche expérimentale proposée

Nous avons souhaité faire les essais de refroidissement directement sur la machine synchrone à flux axial à aimants permanents considérée (MFA AP). Cependant le prototype n'a pas été accessible durant la thèse. Nous nous sommes rabattus sur deux expériences, l'une mettant en œuvre une machine synchrone à flux radial et à aimants permanents (MFR AP) et l'autre portant sur une maquette à la géométrie proche de la MFA AP considérée.

Notre troisième expérimentation concerne ainsi une MFR AP immergée avec ses enroulements statoriques en court-circuit. A l'aide de cette troisième expérience, nous apprécierons les possibilités apportées par les différents fluides de refroidissement. Cette maquette permettra par ailleurs d'apprécier les pertes aérauliques engendrées par le pire scénario: le remplacement complet de l'air dans l'entrefer par un liquide.

Enfin, **la quatrième et dernière expérimentation** portera sur une maquette représentative de la MFA AP considérée. Dans cette expérimentation, nous comparerons les refroidissements apportés par les fluides projetés via le rotor. Cette solution a été retenue en raison de sa simplicité de mise en œuvre. Différents paramètres influents sur la température du bobinage seront mis en évidence. Nous comparerons les refroidissements selon plusieurs scénarii, tel que le fonctionnement à iso-pertes ou le fonctionnement à iso-température de bobinage. Ces essais sur cette maquette que nous avons voulu similaire à la MFA AP considérée nous serviront à modéliser les échanges thermiques dans le chapitre 3 ; puis ils nous permettront de nous projeter et de redimensionner la MFA AP considérée dans le chapitre 4.

2.2 ANALYSE DU REFROIDISSEMENT A CHANGEMENT DE PHASE SUR UN FIL SIMPLE IMMERGE

Dans cette première expérimentation, de principe, nous nous intéresserons aux effets du refroidissement sur un fil simple en immersion alimenté en courant continu. Nous avons réalisé cette manipulation simple pour quantifier les gains « purs » du refroidissement à changement de phase. Celle-ci nous permet de nous affranchir de tout effet de forme induit par l'effet de bobine ou d'insertion dans une géométrie complexe qui modifierait le comportement dynamique du fluide et par conséquent ses performances thermiques. Nous y verrons la différence entre les refroidissements dans le cas de l'air, dans le cas d'un liquide, le fluide Ampcool, et dans le cas d'un fluide qui change d'état à 128 °C (le fluide Novec 7500).

Ce fil simple en immersion représente un cas idéal de refroidissement dans lequel le fluide peut facilement circuler tout autour. Ainsi, cette expérience nous permettra d'apprécier les limites

de ce qu'il est possible d'atteindre en terme de densité de courant sur un fil immergé.

2.2.1 Protocole expérimental

Dans chaque cas, le fil de cuivre est alimenté en courant continu de valeur imposée afin de contrôler les pertes Joules. Dans notre application, comme les effets de peau ou de proximité sont relativement négligeables. Néanmoins, ils pourraient être pris en compte ici dans nos essais en majorant la densité de courant. Dans la suite du manuscrit, nous prendrons le courant continu comme seule source d'échauffement. Suivant les expériences, cet élément chauffant, i.e. le fil, est immergé dans un liquide ou à l'air libre (base de référence) (Figure 2-2). Dans tous les cas, la convection n'est pas en forcée.

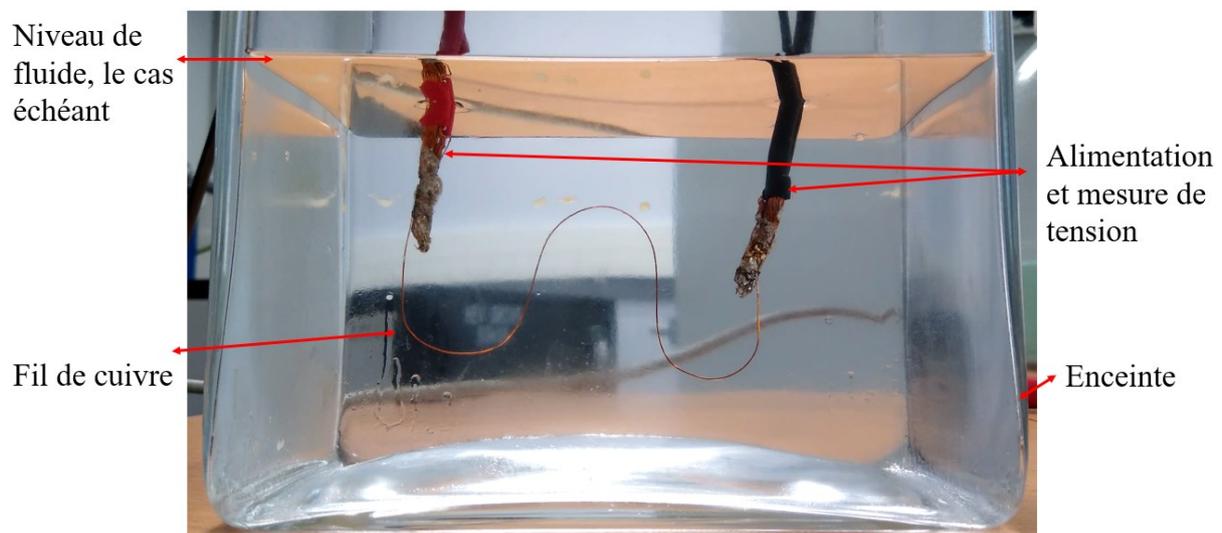


Figure 2-2: Fil immergé dans du fluide.

Un fil de cuivre vernis long de 20 cm est ainsi alimenté en courant continu. Ce fil de cuivre possède une résistance électrique plus élevée que celui utilisé dans la MFA AP de sorte à générer suffisamment de pertes (alliage Cu-DHP). Par défaut, son diamètre est également plus élevé. Une mesure quatre fils est réalisée à ses bornes pour déterminer sa résistance électrique et sa déperdition énergétique. La température moyenne du fil est connue grâce à cette dernière et aux propriétés thermiques du fil utilisé (voir Annexe 5).

2.2.2 Résultats

Le protocole expérimental consiste à piloter le courant injecté dans ce dernier et à l'augmenter progressivement jusqu'à la destruction du fil. Chaque point d'incrément de courant est maintenu jusqu'à son équilibre thermique (i.e. stabilisation de la résistance du fil) puis monitoré. Cela permet de récupérer la température calculée du fil (i.e. température moyenne),

la densité de courant et la présence de bulle à sa surface.

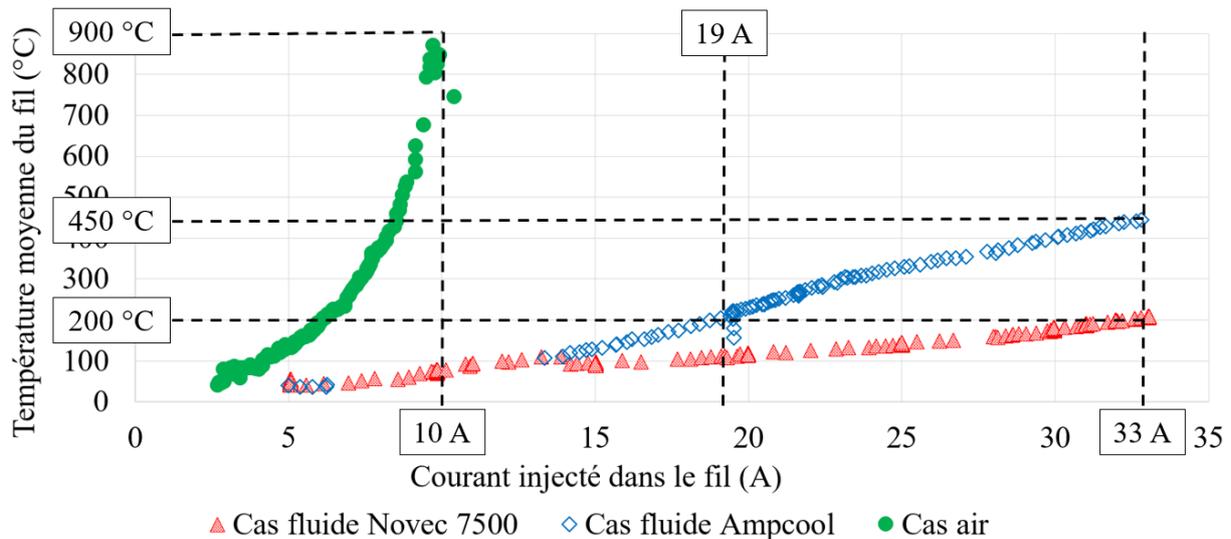


Figure 2-3: Evolution de la température moyenne du fil en fonction du courant injecté dans ce dernier et de la méthode de refroidissement.

La Figure 2-3 rassemble les données produites par l'expérience, nous pouvons constater plusieurs choses :

- Dans le cas du refroidissement naturel dans l'air, la température calculée du fil augmente très fortement avec le courant. A partir de 6 A, elle dépasse 200 °C et à la fin de l'expérience, elle avoisine 900 °C pour un courant injecté inférieur à 10 A.
- Dans le cas du refroidissement naturel dans le fluide Ampcool, la température du fil augmente de façon linéaire. Les 200 °C sont atteints pour un courant d'environ 19 A, et les 450 °C à la fin de l'expérience pour 33A. Nous notons une évolution de même type de la température, l'absence de bulle sur le fil, garantit ainsi le transfert thermique: conduction et convection dans le fluide Ampcool.
- Quand on utilise le fluide Novec 7500 (changement d'état à 128 °C), la température du fil augmente de façon linéaire, mais moins vite que dans le cas du fluide Ampcool. Vers 130 °C à 13 A, la température chute légèrement puis stagne avec l'augmentation de la densité de courant jusqu'à 20 A environ. De premières bulles apparaissent sur le fil, signe d'une transition vers un changement de phase du fluide conformément à ses propriétés. Un transfert thermique en hausse et à température constante est bien en place. Au-delà de 20 A, la présence de bulles est très marquée et perturbe le transfert de chaleur. Ceci se manifeste bien par la reprise de l'augmentation de la température du fil avec la densité de courant. La température atteint juste les 200 °C pour un courant de

La destruction des fils a été différente dans les trois cas.

- Pour le refroidissement dans l'air, la destruction du fil semble homogène. Le vernis a noirci et a dégagé une légère fumée.
- Dans le cas du refroidissement par le fluide Ampcool, la destruction du fil semble aussi homogène. Le vernis a légèrement noirci et la tenue mécanique du fil est moins bonne (d'après notre appréciation qualitative).
- Dans le cas du refroidissement dans le fluide Novec 7500, la destruction du fil est locale. Une étincelle est apparue à proximité de sa fixation et le fil s'est sectionné.

2.2.3 Conclusions et discussions

La capacité thermique et la conductivité thermique du fluide Ampcool sont chacune deux fois supérieures à celles du fluide Novec 7500. Le changement d'état du fluide Novec 7500 permet néanmoins d'obtenir des échanges thermiques plus importants et de limiter la température moyenne du fil.

Cette manipulation simple permet de mettre en avant l'intérêt intrinsèque du refroidissement par fluide à changement de phase par rapport à un fluide monophasique pour de fortes densités de courant. Nous pouvons noter l'écart phénoménal entre un refroidissement à air qui nous limite à des courants de 10 A soit des densités de 7,5 A/mm² en entraînant une élévation de température fatale jusqu'à 900 °C. En considérant une température maximale de fonctionnement du fil émaillé de 200 °C, la densité de courant permise est de 6A (4,5 A/mm²). En fluide monophasique, le fil peut atteindre 33 A soit une densité de 25 A/mm² sans destruction, mais sa température atteint 450 °C ! Cependant, cette température est trop haute pour garantir le maintien de l'isolation de l'émail. Pour rester à la limite de 200 °C, la densité de courant doit être de 18 A (13,5 A/mm²), soit 3 fois celle dans l'air ! Enfin, dans le cas du fluide diphasique, le fil atteint péniblement les 200 °C pour une densité de courant de 25 A/mm², soit presque 2 fois celle du fluide monophasique et presque 5,5 fois celle au refroidissement à air.

Cette expérience a pour but de nous montrer les asymptotes en terme de performances que nos systèmes sont susceptibles d'atteindre. Il est attendu que les conditions de mise en œuvre risquent de dégrader ces performances. Un dimensionnement et une mise en application appropriés sont donc recherchés dans cette thèse, permettant d'exploiter toute la puissance du refroidissement diphasique.

Elle montre également que la température moyenne n'est pas forcément un bon indicateur pour prédire la destruction du fil. En effet, pour le cas de l'immersion dans le fluide Novec 7500, une température tout juste supérieure à 200 °C a engendré la destruction du fil. Les contraintes thermiques sont donc également à soigner avec les connexions des amenées de courants depuis l'onduleur ou la batterie qui sont généralement de plus forte section par rapport au fil de la machine.

Cette expérimentation a permis de montrer que les densités de courant que l'on peut injecter sont nettement plus importantes avec le fluide monophasique et diphasique par rapport à l'air. Pour un moteur déjà dimensionné, cela pourrait se traduire par une augmentation significative du courant admissible. En revanche, ces essais ne sont pas représentatifs du refroidissement d'une dent bobinée car le fil est, ici, libre et idéalement en contact avec le liquide (ce qui maximise les échanges thermiques).

2.3 DENTS BOBINÉES IMMERGÉES

Les essais précédents sur le fil simple immergé ne sont pas représentatifs de ce qui pourrait se produire sur un bobinage de machine électrique puisque dans ce dernier cas, le liquide ne peut pas circuler au plus près des fils, collés les uns aux autres.

Cette deuxième expérience s'intéresse ainsi à une dent bobinée immergée (Figure 2-4). Nous aimerions ici apprécier l'effet de forme apporté par le bobinage.

2.3.1 Protocole expérimental

Une dent a été bobinée avec le même fil et le même nombre de tours que les dents bobinées de la MFA AP de référence afin de garder une valeur de comparaison. Nous injectons un courant continu de 10 A (i.e. 20 A/mm²) dans ce bobinage et trois cas de refroidissement sont considérés :

- l'immersion dans l'air
- l'immersion dans l'eau (changement d'état à 100 °C),
- l'immersion dans le fluide Novec 7300 (changement d'état à 98 °C).

La température moyenne du fil est déterminée grâce à une mesure 4 fils et en considérant les paramètres thermiques du fil (voir Annexe 5). Les températures de la salle, du fluide, de l'interface entre le bobinage et la dent et de l'interface entre le bobinage et le fluide sont relevés par des thermocouples de type T (voir Annexe 5).

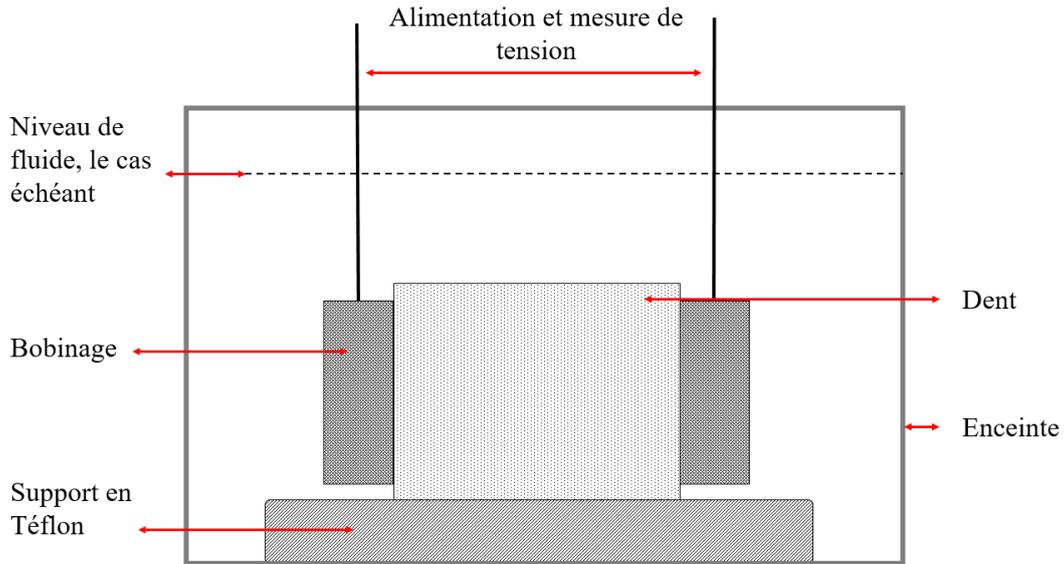


Figure 2-4: Vue en coupe de la dent bobinée immergée.

2.3.2 Résultats

Le Tableau 2-1 récapitule les différentes températures mesurées, la durée de chaque essai, les puissances injectées et la fonction de transfert thermique entre le fil et le fluide. Nous avons ici souhaité introduire un autre type de fluide diphasique bien connu : l'eau. Celui-ci est très performant et servira de référence pour étalonner un autre fluide Novec qui sera adapté à notre application.

Nous définissons la fonction de transfert comme étant le quotient entre les pertes Joule générées (P_J) dans la bobine et la différence entre les températures du bobinage (T_{bob}) et celle dans le fluide (T_{Fluide}) (Eq.2.1) par :

$$F_{th} = \frac{P_J}{(T_{bob} - T_{Fluide})} \quad (2.1)$$

Ainsi, une fonction de transfert faible est synonyme d'échanges thermiques faibles et inversement une fonction de transfert élevée est synonyme d'échanges thermiques élevés.

Tableau 2-1: Récapitulatif des résultats pour l'essai dent immergée

	Convection libre dans l'air	Convection libre dans l'eau	Convection libre dans le fluide Novec 7300
T salle (°C)	23	26	22
T fluide (°C)	23	94	98
T bobinage moyen (°C)	196	110	112
T dent / bobinage (°C)	108	87	97
T bobinage / fluide (°C)	168	100	99
Durée de l'essai	2 min	1 h 20	1 h 20
Puissance à la fin de l'essai (W)	112	91	92
Fth (W/K)	0.65	5.7	8.0

Nous pouvons noter de grands écarts entre le refroidissement à air et à fluide diphasique. Cependant, la différence entre le fluide Novec 7300 et l'eau n'est pas significative.

Conclusion

Le refroidissement avec l'eau et le fluide Novec 7300 semble assez similaire. Pourtant l'eau a une conductivité thermique dix fois plus importante que le fluide Novec 7300 et a une capacité thermique presque quatre fois plus importante que le fluide Novec 7300. En fait, la majorité des échanges se font via la chaleur latente. Ainsi, dans les deux cas, la température est limitée à 10 °C de plus que la température d'ébullition. Les faibles densités de puissance mises en œuvre dans cet essai ne permettent pas de voir une différence entre la chaleur latente de l'eau et celle du fluide Novec 7300. Le transfert thermique entre le bobinage et le fluide est plus important avec le fluide Novec 7300 puisque la température du fluide, par rapport à l'eau, est supérieure de 4°, et, que celle entre la dent et le bobinage est supérieure de 10 °C. Ainsi, relativement à l'air, la fonction de transfert thermique entre le fil et le fluide a été augmentée de 778 % et 1136 % dans les cas respectifs de l'eau et du fluide Novec 7300.

Les essais précédents, notamment ceux concernant le fil simple immergé, montrent que la température moyenne du fil ne permet pas de garantir l'absence de destruction de ce dernier. Il faut considérer des températures « Hot Spot » qui peuvent se déclarer dans le bobinage. Le risque avec l'emploi de fluide diphasique en immersion vient de la nucléation qui peut localement le faire basculer au-delà du point critique et par conséquent provoquer un emballement thermique local par création d'un manteau de vapeur. Ceci amène à un défaut d'isolation, néfaste pour l'ensemble du reste de la bobine pourtant saine. Il convient donc de monitorer le transfert thermique afin de garantir que le fil de bobinage ne s'autodétruit pas localement. Ainsi, il s'agit de détecter et de qualifier l'intensité de l'ébullition pour travailler au plus proche du point critique, sans le dépasser.

Du fait de la non uniformité du refroidissement des différentes spires au sein de la bobine, il est à craindre que pour de fortes densités de courant et en présence de défaut de bobinage, un point chaud se déclare et fasse s'écrouler le refroidissement diphasique par dégagement excessif de gaz. Il apparaît donc nécessaire de pouvoir détecter ces potentielles crises d'ébullition.

2.3.3 Analyse de la détection de la nucléation

Nous définissons l'intensité de l'ébullition qualitativement par :

- la taille des bulles

- le nombre de bulle
- leur fréquence d'apparition

Ces caractéristiques n'ont pu être quantifiées précisément dans nos études de par leur complexité à être mesurer et le matériel requis (caméra rapide et logiciels adaptés). Cependant, la détection de cette limite est possible et a déjà été mises en œuvre dans d'autres applications.

L'essentiel des inventions portant sur les méthodes de détection de l'ébullition est dans le domaine alimentaire. Les applications sont par exemple, les bouilloires électriques, les plaques chauffantes ou encore les autocuiseurs. Dans ces applications, l'objectif est de couper ou réguler le système de chauffe afin que la température de l'élément chauffé ne dépasse pas la température d'ébullition. Les différents brevets trouvés s'intéressent à des changements de propriétés physiques entre l'état liquide et vapeur du fluide comme,

- le changement de masse entre le fluide en phase liquide et en phase vapeur [68]
- le changement de pression, à volume constant [69]
- le bruit généré par la formation des bulles. Nous distinguons la détection passive (i.e. simplement en écoutant le bruit) [70] et la détection active (i.e. en émettant un signal qui sera déformé par le bruit avant d'être capté) [71]–[73].

Pour notre application, ces méthodes peuvent être classées en deux catégories :

- la surveillance globale,
- la surveillance locale.

La surveillance locale via un capteur in situ vise à surveiller localement le phénomène d'ébullition, par exemple à proximité d'un endroit critique (cela concerne par exemple un bobinage moins bien arrosé par le fluide). Plusieurs méthodes peuvent être citées :

- la mesure de température à cet endroit critique (par exemple : avec un thermocouple ou un fil très fin)
- la mesure de changement de capacité électrique à proximité de l'endroit critique.

En revanche, la surveillance globale via un capteur déporté donne une information sur l'état de l'ébullition globale dans la machine. Ces méthodes peuvent être :

- le changement de pression dans la machine,
- le taux d'humidité,
- le bruit généré.

Nous avons choisi d'observer uniquement :

- la mesure capacitive pour la mesure locale
- et la mesure acoustique pour la mesure globale.

Nous allons maintenant les développer sommairement car cela fait l'objet d'une demande de dépôt de brevet.

Détection acoustique de l'ébullition

Nous avons réalisé des essais pour évaluer la détection acoustique de l'intensité de l'ébullition. Ces essais ont été faits avec la dent bobinée immergée dans du fluide Novec 7300. Le capteur de pression acoustique est réalisé grâce à une pastille piézoélectrique, disposée dans l'enceinte utilisée dans les essais précédents (Figure 2-5).

Le protocole expérimental consiste tout d'abord à la mise en chauffe permettant au fluide d'être proche de sa température d'ébullition. Puis, le bobinage est successivement alimenté avec un courant plus ou moins élevé. Ainsi, l'ébullition est alternativement intense ou faible.

Conclusion : Après analyse du bruit capté par la pastille piézoélectrique, il est bien possible de détecter les phases d'ébullition intense recherchées mais pas forcément de les localiser. Cependant la définition d'un seuil critique est faisable et il est possible de connaître l'intensité de l'ébullition engendrée par les bobinages afin de réguler la puissance à dissiper, via le courant injecté, pour éviter la crise d'ébullition.

Détection par mesure de capacité.

La capacité électrique (C) d'un condensateur plan dépend de la surface des armatures en regard (A), de la distance entre ces deux armatures (d), de la permittivité du vide $\epsilon_0 = \frac{1}{36\pi} 10^{-9}$ (F/m) et de celle relative du fluide (ϵ_r) (Eq.2.2). Dans le cas des fluides Novec 7300 et 7500, les permittivités relatives sont respectivement de 6,1 et 6,4 [74]. Nous pouvons donc exploiter astucieusement une propriété électrique du fluide pour la détection de l'ébullition.

$$C = \epsilon_0 \epsilon_r \frac{A}{d} \quad (2.2)$$

Ainsi, en plaçant judicieusement deux électrodes il est possible de quantifier la proportion de fluide liquide et vapeur à l'endroit de la mesure (Figure 2-6). On distingue trois cas :

- s'il n'y a que du liquide, la capacité sera donnée par la permittivité du liquide.

- lorsqu'il n'y a que de la vapeur, la capacité sera donnée par la permittivité de la vapeur
- enfin lorsque l'ébullition commence, la permittivité équivalente du mélange de fluide et de vapeur déterminera alors la valeur de la capacité.

De la même façon qu'avec la détection acoustique, on peut dès lors définir un seuil critique permettant d'éviter la crise d'ébullition.

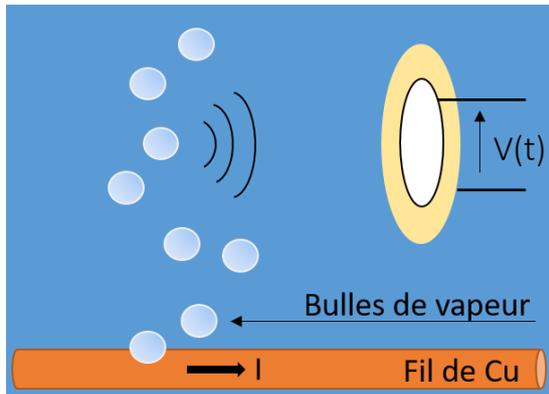


Figure 2-5: Illustration du principe de la détection acoustique

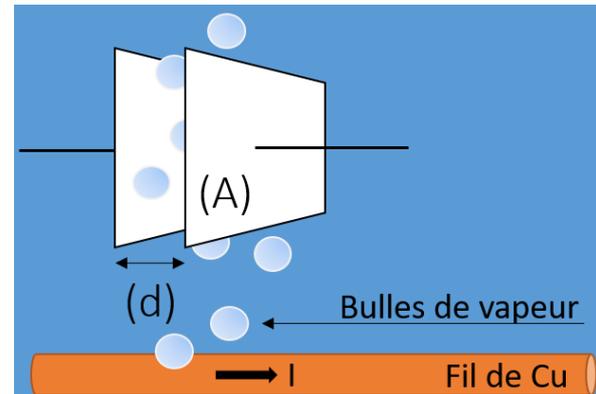


Figure 2-6: Illustration du principe pour la détection par changement de capacité

2.3.4 Conclusions sur les expérimentations de principe en immersion

Les essais de refroidissement sur cette dent bobinée ont mis en avant l'intérêt du refroidissement à changement de phase sur le refroidissement par air. Ainsi, une tenue thermique à 20 A/mm² est possible en immersion pour une dent bobinée. L'effet de forme juste exploré ici, a bel et bien un impact sur la performance du refroidissement tel qu'imaginé. Des essais plus normatifs seront utiles plus tard pour caractériser et innover sur ce point, mais demandent plus de temps et de compétences en mesures thermiques. Ici dans le cadre de cette thèse, le but est de montrer le potentiel de ce type de refroidissement et les limites atteintes.

Cependant, ces résultats permettent de dégager déjà trois conséquences pour le dimensionnement des machines.

- A excitation constante, la section des fils peut être réduite réduisant ainsi des dimensions de la machine. Cela se traduira par une augmentation de la densité de courant.
- Toujours à excitation constante, et sans diminuer la section des fils, les bobinages seront plus froids et généreront donc moins de pertes par effet Joule. Sous réserve de ne pas dégrader les pertes aérauliques, cela devrait se traduire par une amélioration du rendement de la machine.
- Les ampères-tours peuvent être augmentés. Cependant, il faut prendre en compte les

problèmes de saturation magnétique.

Un ensemble regroupant ces trois possibilités peut être envisagé (des fils plus fins, plus froids et générant plus d'ampères-tours) se traduira par une machine avec une meilleure densité de puissance.

Les essais ont également mis en avant la sensibilité à la destruction du bobinage. Les densités de courant injectées étant plus importantes, le moindre défaut de refroidissement local peut engendrer un échauffement démesuré du fil et l'endommager.

Ainsi, afin d'exploiter au maximum les capacités du refroidissement à changement de phase, il est nécessaire de réguler la puissance à dissiper. Les méthodes mettant en œuvre la détection acoustique et des changements de capacité du fluide ont été investiguées et ont fait l'objet d'une demande de dépôt de brevet. Elles ne seront pas plus développées dans notre manuscrit.

Comparativement au fil simple, les capacités de refroidissement sont nettement plus faibles pour la dent bobinée du fait de la proximité des fils du bobinage. Pour se rapprocher de ce cas idéal, il sera intéressant d'ajouter des entretoises dans le bobinage afin de permettre au liquide de s'écouler jusqu'au centre. Cette solution peut être sans conséquence sur la surface nécessaire au bobinage si les densités de courant dans ces derniers est augmentée.

2.4 ESSAIS SUR UNE MFR AP IMMERGEE

Afin de mettre les bobinages en situation plus proche de la réalité dans une structure de moteur avec refroidissement par fluide diphasique ; nous avons mis en œuvre un banc d'essai pour une machine à flux radial synchrone à aimants permanents (MFR AP). La machine est initialement conçue pour le radio-modélisme de bateau de course. Elle est prévue pour être refroidie à l'eau et possède une géométrie adaptée à la circulation du fluide réfrigérant. Conformément au cas test de référence pour évaluer la tenue thermique des moteurs, la machine est en court-circuit et est entraînée par une machine à courant continu (MCC) dont la vitesse et le courant sont mesurés (Figure 2-7). Ainsi on se trouve dans le mode de défaut, servant de critère de tenue thermique au sein de Valeo.

Cette expérience permettra de voir les pertes aérauliques engendrées par ce pire cas où le rotor tourne dans un entrefer entièrement rempli de fluide.

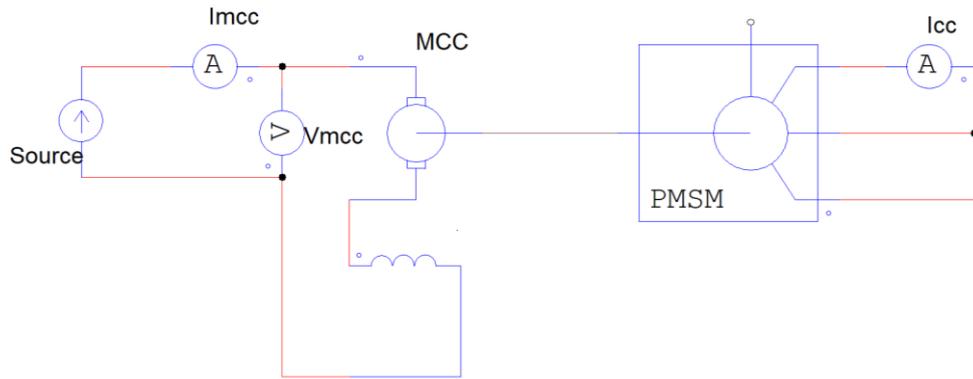


Figure 2-7: Schéma électrique du banc d'essai

2.4.1 Protocole expérimental

La MFR AP peut être immergée dans du fluide monophasique ou diphasique. Le carter de cette machine étant ouvert, le fluide peut circuler librement autour du rotor et des bobinages. Différentes mesures de température sont réalisées et enregistrées au niveau des têtes de bobines, du carter, du fluide, de l'enceinte et de la salle (Figure 2-8 et Figure 2-9) à l'aide de thermocouples.

Les caractéristiques de la MFR AP sont les suivantes :

Tableau 2-2: Caractéristiques de la MFR AP

Référence	SSS 56104 BLDC
Puissance nominale	11 000 W à 45 000 tr/min
Tension maximale	108 V entre phases
Courant maximal	95 A
Tension maximale	108 V
Circuit magnétique	Tôle Japan Kawasaki 0,2 mm Silicon steel
Constante fem (V/tr/min)	1/360
Vitesse maximale (tr/min)	46 800
Nombre de paires de pole au rotor	3
Nombre d'encoches	18
AP	NdFeB

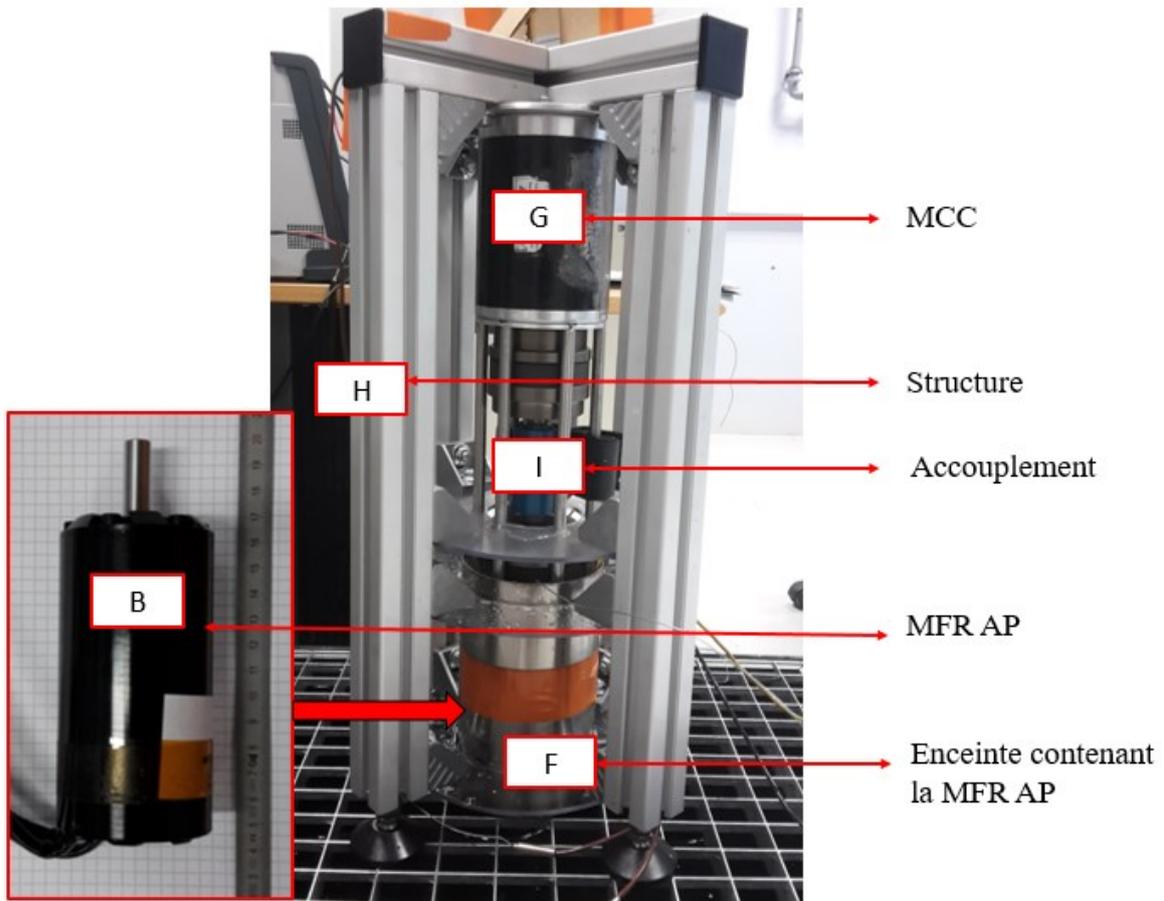


Figure 2-8: Illustration du banc d'essai

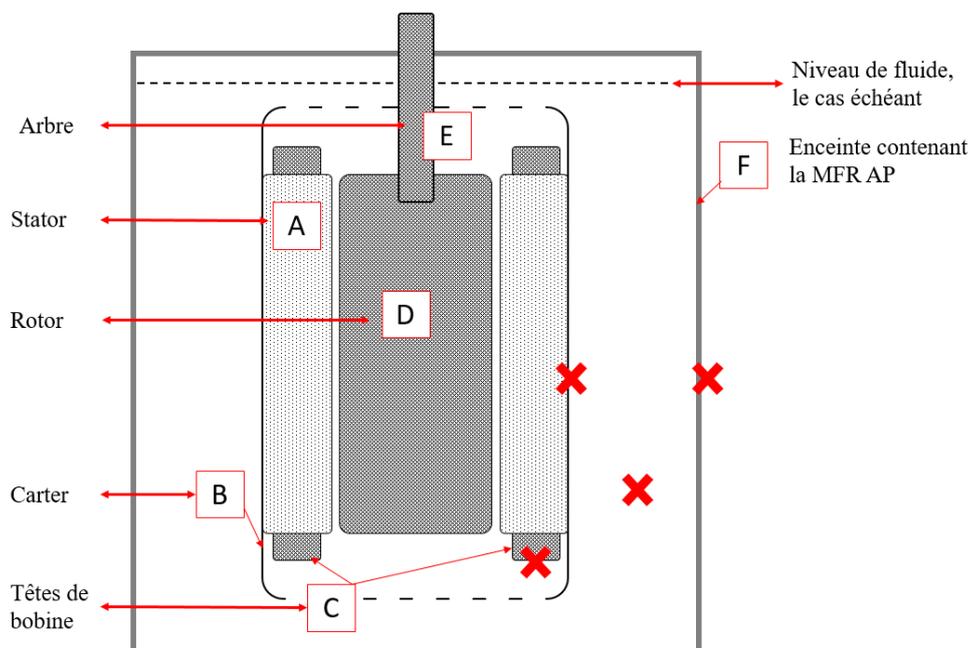


Figure 2-9: Vue en coupe de la MFR AP immergée. Les positions des thermocouples sont représentées par les croix rouges

Les mesures du courant injecté dans la machine et de la tension à ses bornes permettent de connaître la puissance absorbée (Figure 2-7) et une mesure du courant de court-circuit (à vitesse donnée) en fréquence et en amplitude de la MFR AP permet le calcul :

- de la vitesse de rotation Ω (en tr/min)(Eq.2.3)

$$\Omega = \frac{60f}{p} \quad (2.3)$$

Avec f est la fréquence du courant de court-circuit (Hz), p le nombre de paires de pôles de la machine.

- du courant efficace I_{eff} .

Enfin, connaissant le courant efficace et la résistance électrique de la machine, on trouve les pertes Joule dissipées (paragraphe 1.3.1.1). Dans cette expérimentation de principe, les pertes fer générées peuvent être négligées. En effet, la machine étant en court-circuit franc, le niveau d'induction y est faible suite à une réaction magnétique d'induit maximale.

Protocole : Les essais ont été effectués en augmentant progressivement la puissance injectée dans la MCC. Cela se traduit par une augmentation de la vitesse de rotation de la MFR AP, qui induit un courant de court-circuit plus important et plus de pertes par effet Joule dans les bobinages de la MFA AP. Pour une puissance injectée donnée, à l'équilibre thermique, nous avons relevé : le courant de court-circuit de la MFR AP et la puissance absorbée par la MCC et les températures. Trois modes de refroidissement sont considérés :

- le fonctionnement à l'air libre.
- l'immersion dans le fluide Ampcool monophasique,
- l'immersion dans l'eau (effets similaires au fluide diphasique Novec 7300)

2.4.2 Résultats

2.4.2.1 Résultats – comparaison des méthodes de refroidissement

La Figure 2-10 représente le courant I_{cc} dans la MS en fonction de la température mesurée au niveau du bobinage. Il convient de préciser que cette température ne représente pas la température moyenne du bobinage puisque le thermocouple est collé au niveau des têtes de bobines. Ainsi, la température moyenne du bobinage devrait être plus importante.

L'apport de l'eau et du fluide Ampcool est flagrant. A iso-courant I_{cc} dans la MFR AP, la

température du bobinage est toujours plus élevée pour le cas du refroidissement à air. Par exemple, pour un courant de 30 A, cette température mesurée vaut environ 120 °C pour l'air. Alors qu'elle chute à environ 60 °C avec les autres fluides.

En raisonnant à iso-température, à 120 °C, le courant I_{cc} dans la machine refroidie avec le fluide Ampcool est 44 % plus important que pour le cas de l'air. Il n'y a pas de comparaison possible avec l'eau puisque dans ce cas, la température au niveau du bobinage est limitée à 100 °C.

On constate dès 30 A, l'efficacité de l'eau par rapport au fluide Ampcool devient flagrante. Enfin, à partir de 50 A, l'écart devient encore plus important puisque la température mesurée au bobinage est limitée à 100 °C. Pour le fluide Ampcool, l'évolution reste linéaire. Par exemple, un courant I_{cc} de 60 A entraîne une température de bobinage mesurée de 100 °C pour l'eau, de 160 °C pour le fluide Ampcool et, par extrapolation plus de 200 °C pour l'air.

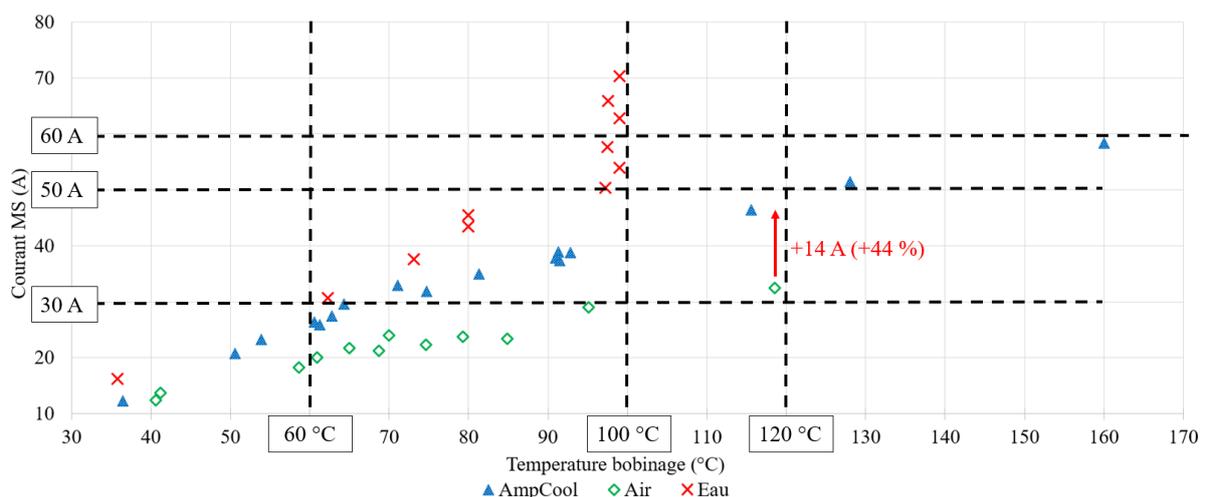


Figure 2-10: Courant induit dans la MS en fonction de la température mesurée au niveau du bobinage

La représentation de la fonction de transfert en fonction des fluides de refroidissement et du courant I_{cc} de la MS est donnée sur la Figure 2-11 et fait apparaître deux points importants.

- Les transferts thermiques sont toujours plus faibles pour le refroidissement dans l'air, puis le fluide Ampcool et enfin l'eau. Cela est cohérent avec les conductivités thermiques de ces fluides. Dans les trois cas, la fonction de transfert peut être assimilée à des droites.
- Il existe une rupture dans la fonction de transfert thermique de l'eau entre 45 et 50 A. Cela correspond au basculement entre le régime de refroidissement monophasique et celui à changement de phase. Dans ce dernier cas, la différence de température est

constante et seule la puissance modifie la fonction de transfert thermique.

Pour des raisons techniques, il n'a pas été possible d'augmenter le courant de court-circuit mais il serait intéressant de voir la limite que la machine puisse supporter.

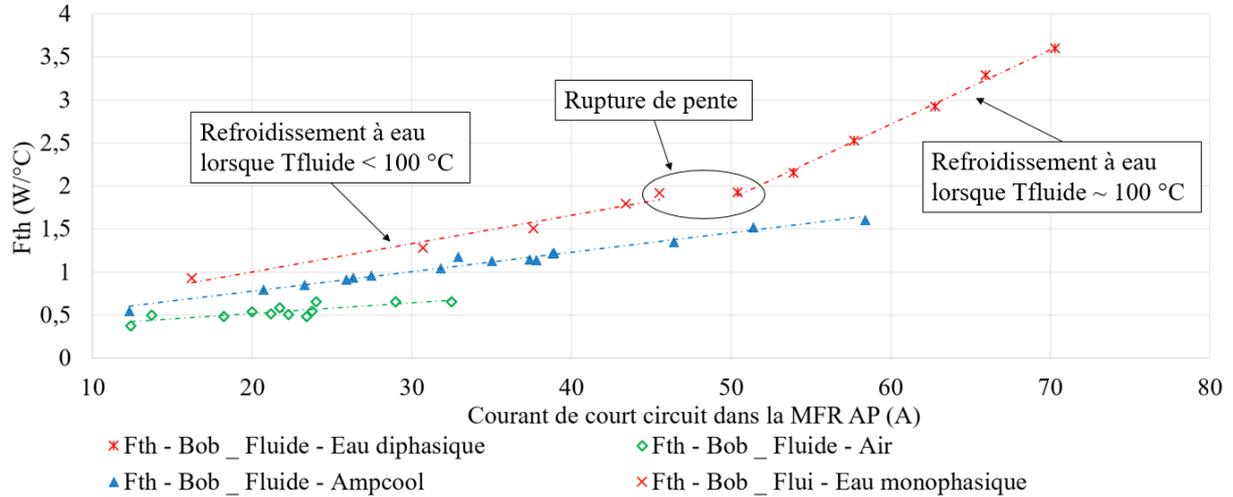


Figure 2-11: Fonction de transfert thermique en fonction du courant induit dans la MS et du fluide de refroidissement

2.4.2.2 Résultats - pertes aérauliques

Le mouvement dans les liquides engendre davantage de pertes mécaniques que dans l'air (voir paragraphe 1.3.1.3). Il est possible d'obtenir une image de ces pertes en s'intéressant au courant injecté dans la MCC en fonction de sa vitesse de rotation. En effet, seul le couple résistant freine la MFR AP.

L'évolution de l'image de ces pertes mécaniques en fonction du fluide de refroidissement est donnée sur la Figure 2-12. Le refroidissement dans l'air entraîne le moins de pertes aérauliques, c'est notamment vrai à partir de 600 tr/min. Dans les cas du fluide Ampcool et de l'eau, la différence apparait autour de 900 tr/min.

Ce résultat est cohérent avec les valeurs des viscosités cinématiques des fluides (Tableau 2-3) Ainsi, il y a moins de pertes mécaniques avec l'air, puis le fluide Ampcool et enfin l'eau.

Tableau 2-3: Viscosité cinématique de l'air, l'eau et le fluide Ampcool à 40 et 100 °C

Température	Viscosité cinématique (m ² /s)	
	40 °C	100 °C
Air	1,7. 10 ⁻⁵	2,3. 10 ⁻⁵
Fluide Ampcool	6,6. 10 ⁻⁵	9,5. 10 ⁻⁶
Eau	6,6. 10 ⁻⁷	2,9. 10 ⁻⁷

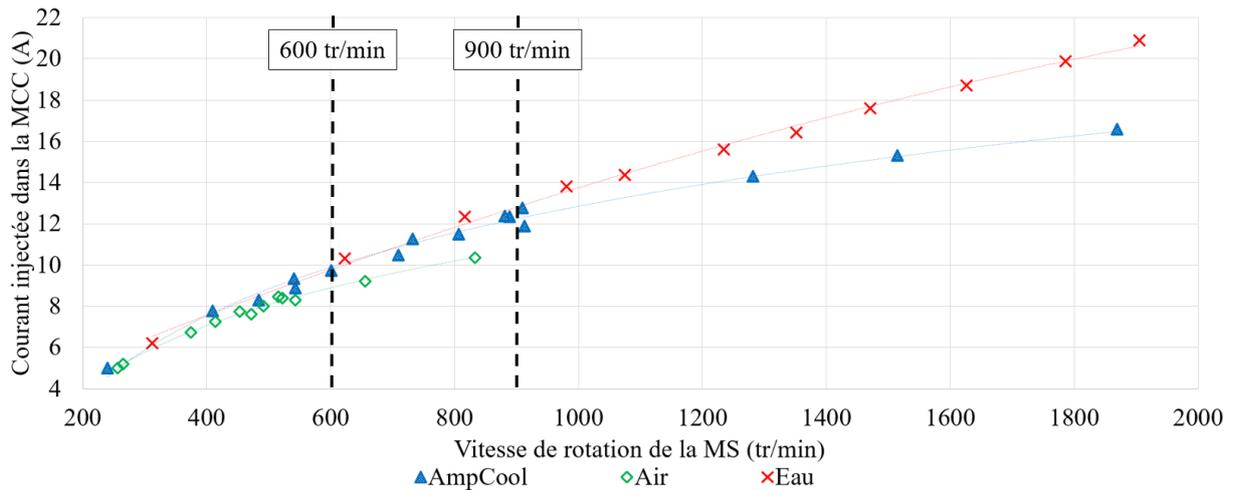


Figure 2-12: Courant injecté dans la MCC en fonction de la vitesse de rotation de la MS - Cette courbe permet d'obtenir une information sur les pertes mécaniques engendrées par le fluide

2.4.3 Conclusions et discussions

Ces essais de refroidissement d'une MFRA AP avec l'air, l'eau et le fluide Ampcool permettent d'apprécier les capacités du refroidissement sur une vraie machine. Grâce aux conductivités thermiques des fluides, le refroidissement le plus efficace est dans le cas de l'immersion dans l'eau, et le moins efficace dans le cas du fonctionnement dans l'air.

Pour l'eau, à partir de 100 °C, sa chaleur latente entre en jeu, permettant d'évacuer plus d'énergie et donc de supporter des puissances plus élevées.

Cette augmentation des capacités de refroidissement a permis de limiter la température des bobinages alors même qu'il y avait plus de pertes à dissiper.

Le couple résistant engendré par les liquides est plus important dans le cas de l'immersion dans l'eau. Cela est cohérent avec les propriétés mécaniques des liquides. Il convient de noter que pour ce moteur, ne possédant pas de saillances et testés à des vitesses faibles comparées à celles requises dans les applications automobiles, ce couple résistant est déjà important.

Cette expérience montre l'intérêt d'utiliser un fluide diphasique en immersion pour refroidir une MFR AP en court-circuit et si cette hypothèse de tenue thermique est toujours vraie sur l'ensemble des régimes, le gain apporté par le refroidissement à changement est très important.

2.5 MAQUETTE THERMIQUE REPRESENTATIVE DE LA MFA AP

2.5.1 Présentation de la maquette

Afin d'étudier le refroidissement à changement de phase sur un dispositif plus représentatif de la MFA AP considérée, une maquette se voulant être la plus ressemblante possible a été construite. Cette maquette représente une MFA AP avec un stator comportant 12 emplacements de dents, remplis ou non et un rotor comportant 16 faux AP. Les éléments magnétiques de la machine originale (AP et tôle statorique) ont été remplacés par des pièces non magnétiques pour simplifier la réalisation.

Le rotor de notre maquette est mis en rotation par une machine asynchrone (MAS) de 50 kW pilotée en vitesse (Figure 2-13). Le rotor n'ayant pas d'éléments magnétiques, seules les pertes mécaniques sont à vaincre par cette machine d'entraînement. Nous avons volontairement surdimensionné le banc puisque nous voulions, à terme, l'utiliser pour entrainer la MFA AP de référence développée dans la thèse de T. Boussey.

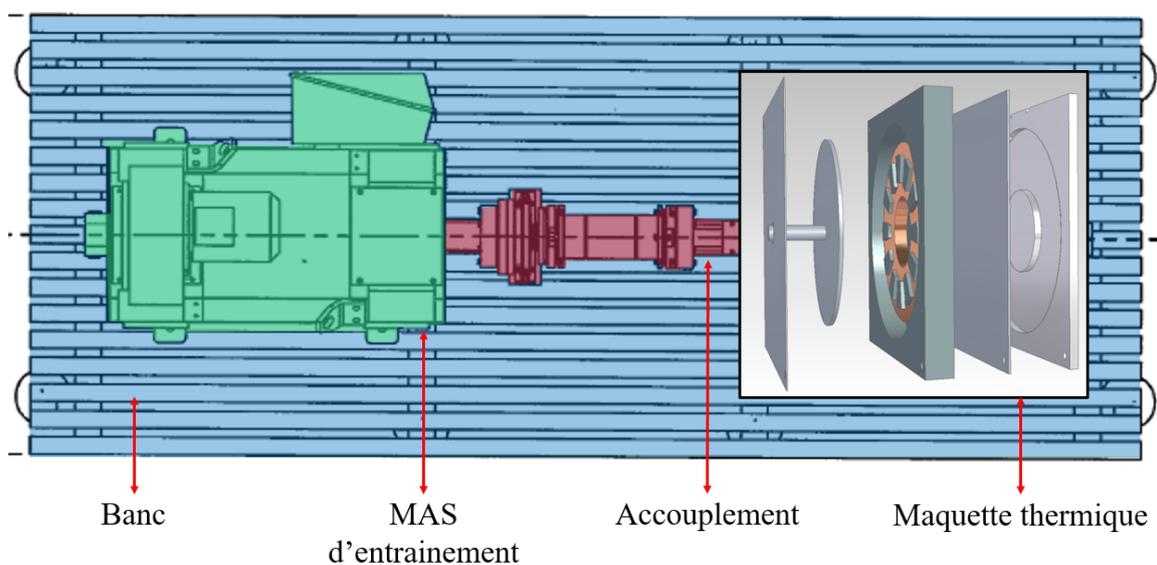


Figure 2-13: Banc moteur pour la maquette thermique de la MFA AP considérée

La maquette est un assemblage d'une boîte à eau et d'une plaque représentant le stator, sur laquelle peuvent être fixées des dents bobinées. Un rotor doté de faux AP faisant face au stator. Le tout est enfermé dans un carter. Le carter peut accueillir un liquide qui sera brassé par le rotor en mouvement (Figure 2-14 & Figure 2-15). Nous ne souhaitons pas donner d'éléments précis permettant de remonter aux dimensions de la maquette, mais dans tous nos essais le niveau de liquide inséré dans le carter (rotor à l'arrêt) est compris entre l'axe de rotation et le bas du rotor (voir l'Annexe 5).

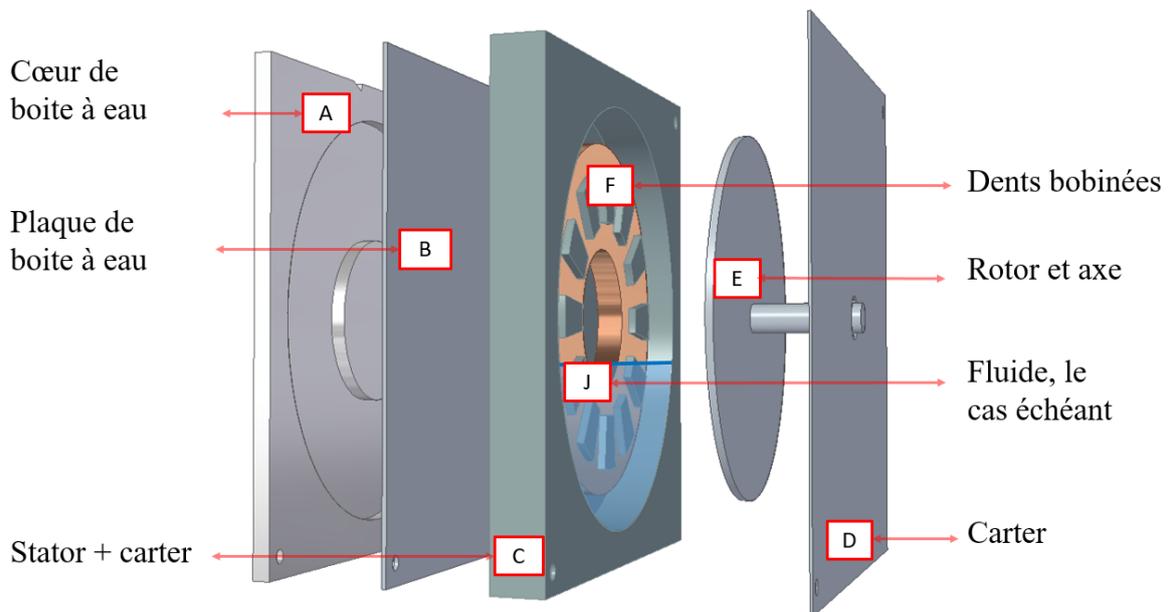


Figure 2-14: Représentation CAO de la maquette thermique MFA AP, (A) cœur de la boîte à eau, (B) support boîte à eau, (C) carter et stator, (D) plaque de fond du stator, (E) dents et bobinage, (F) rotor et faux aimants et (G) axe, (J) le fluide et son niveau, le cas échéant.

La configuration des dents bobinées est modulable. De même, comme nous réalisons nous-même le bobinage, les éléments constitutifs (choix du fil, nombre de spires) peuvent être modifiés. Le fil de cuivre choisi et le nombre de tours du bobinage sont les mêmes que dans le dimensionnement réalisé par T. Boussey, cependant la longueur de fil par dent est différente, le bobinage manuel ne permettant pas une organisation identique des fils sur toutes les dents.

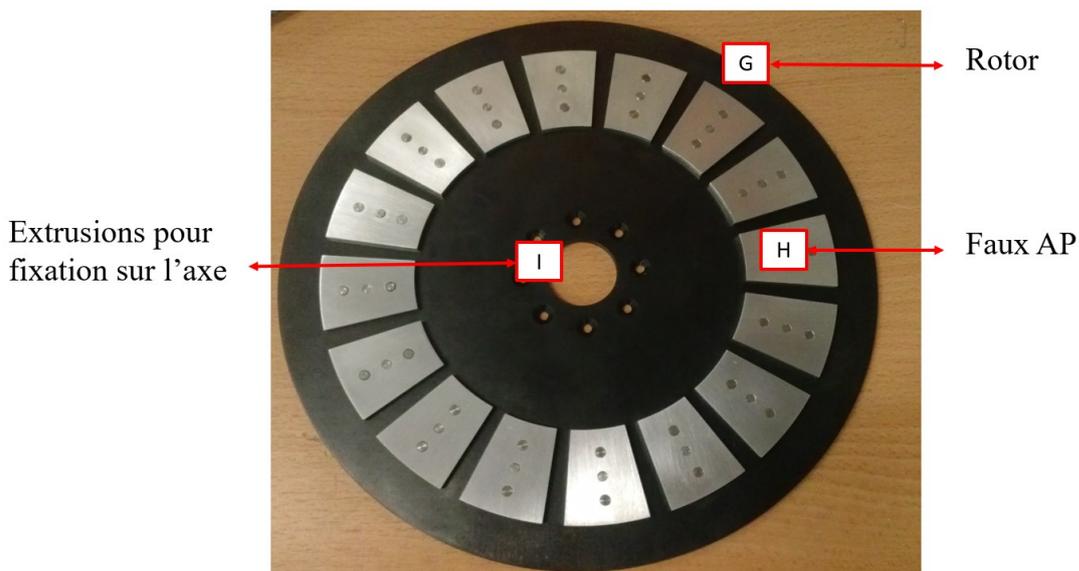


Figure 2-15: Rotor de la maquette thermique (repère G) avec les faux AP (repère H) et les extrusions pour le maintien sur l'axe (repère I)

La température est mesurée en six points (Figure 2-16),

- la température de la boîte à eau, supposée homogène, moyenne entre la température d'entrée et de sortie
- la température du carter, supposée homogène, est la moyenne de la mesure de 4 thermocouples
- la température dans les dents, supposée homogène et identique pour toutes les dents, est la moyenne des températures mesurées dans les dents 4 et 4', ou est simplement la température mesurée dans la dent 4 dans les configurations où il n'y a pas de dent 4'
- la température de l'entrefer est mesurée par un thermocouple
- la température moyenne du bobinage, estimée à partir de la résistance électrique.

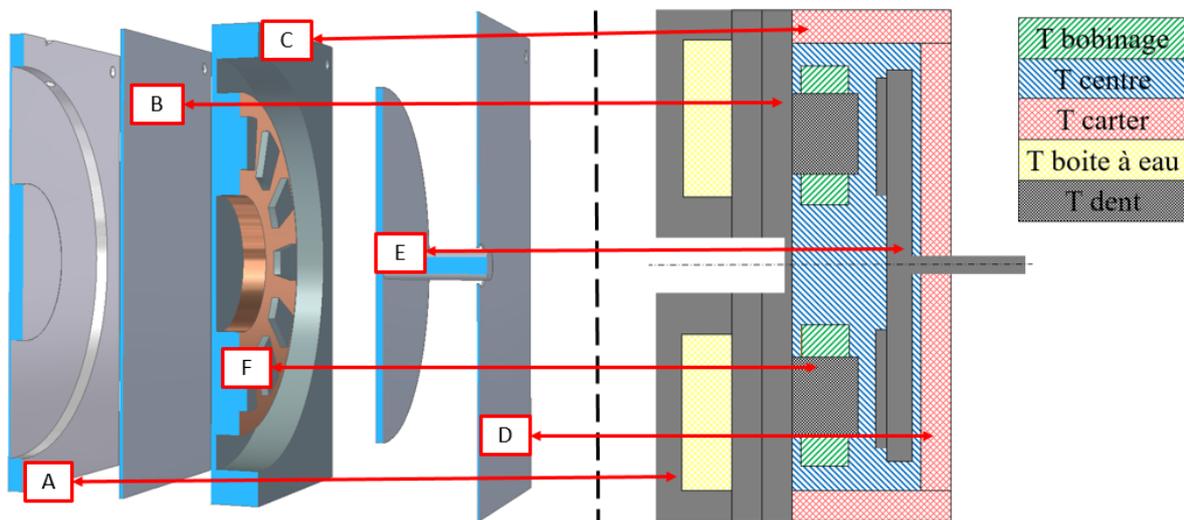


Figure 2-16: Schéma de la maquette thermique et mise en avant des zones de température

Les thermocouples sont tous de type T tels que décrits dans l'Annexe 5. Ces thermocouples ont une erreur relativement faible au regard de l'erreur causée par leur positionnement, cette dernière ne peut pas être quantifiée mais est minimisée en collant les thermocouples à l'aide d'une pâte thermique et en les recouvrant de téflon et d'adhésif Kapton™.

La température moyenne du bobinage est source de beaucoup d'incertitudes. Il nous semble que l'erreur de mesure est induite en partie par l'erreur sur la longueur de fil (estimée à 2 %) et sur les caractéristiques thermiques du fil (écart de nos mesures par rapport à la bibliographie, α : 2 % et $R_{T\alpha}$: 1 %). Ces erreurs entraînent un écart de température relatif de +/- 10 % sur l'ensemble de nos essais. Ce calcul ne prend cependant pas en compte l'erreur induite par la mesure de tension et de courant. Les caractéristiques du fil entraînant cette erreur sont

cependant constantes tout au long de nos essais ; ainsi, même si les températures ne sont pas très précises, l'erreur est constante et la comparaison entre les différents essais reste possible.

Afin d'assurer l'étanchéité des fluides sur l'arbre en rotation un joint SPI fait la liaison entre l'arbre et le carter. Pour assurer leur robustesse, les roulements utilisés sont lubrifiés et étanches. Cependant, l'association de ces deux solutions techniques provoque, au-delà de 1 500 tr/min, un échauffement significatif supplémentaire au niveau de l'arbre, perturbant les mesures que nous souhaitons faire et qui est détectable grâce à la mesure de la température du carter.

Le sens de rotation du rotor est toujours le même et trois configurations de dents ont été considérées :

- une configuration avec 4 dents aux 4 points cardinaux, appelée configuration « Points cardinaux » (Figure 2-17)
- une configuration avec 4 dents regroupées en haut à droite, appelée configuration « 4 dents » (Figure 2-18)
- une configuration avec 8 dents répartis sur tout le stator, appelée configuration « 8 dents » (Figure 2-19).

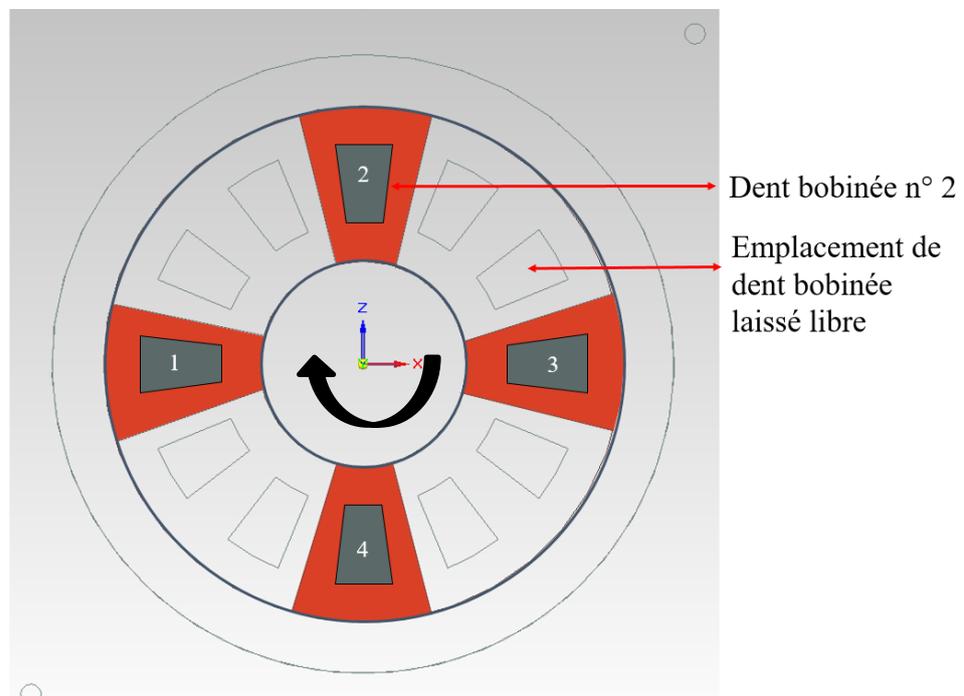


Figure 2-17: Configuration « Points cardinaux », le sens de rotation du rotor faisant face au stator est représenté par la flèche

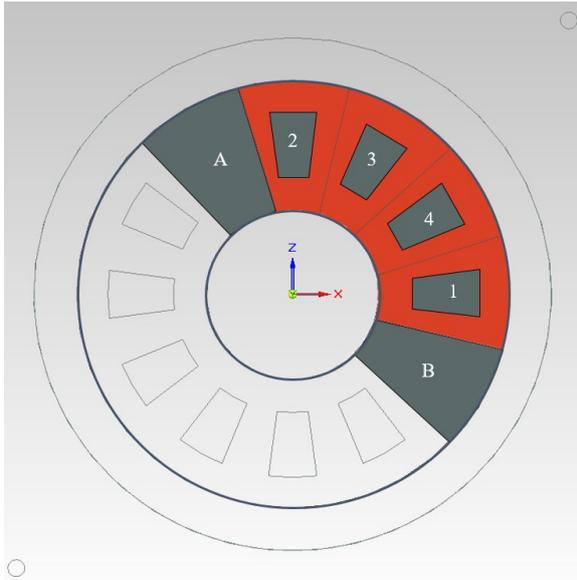


Figure 2-18: Configuration « 4 dents »

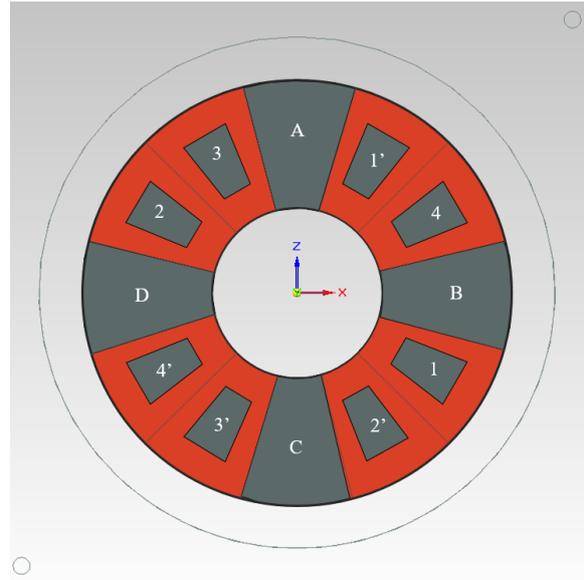


Figure 2-19: Configuration « 8 dents »

Dans la première configuration, quatre dents sont positionnées aux quatre points cardinaux du stator (Figure 2-17). Cette configuration sera uniquement utilisée dans cette partie, mais ne sera pas retenue pour des études plus poussées, comme nous le verrons par la suite.

La configuration « 4 dents » possède quatre dents bobinées positionnées en haut à droite du stator (Figure 2-18). Dans cette configuration, la dent numérotée « 4 » accueille un thermocouple.

Enfin dans la configuration « 8 dents », huit dents bobinées sont réparties tout autour du stator (Figure 2-19). Les dents bobinées numérotées « 4 » et « 4' » sont instrumentées par un thermocouple. Les tensions aux bornes de chaque bobinage sont mesurées, ainsi il est possible de connaître la température moyenne de chaque bobinage. Des blocs non bobinés sont insérés dans les espaces libres. Cette configuration est utilisée pour la modélisation des échanges thermiques (chapitre 3).

Ces différentes configurations sont tour à tour utilisées pour la conduite de nos essais.

2.5.2 Résultats bruts

2.5.2.1 Influence de la vitesse de rotation

Nous allons commencer par étudier la configuration « Points cardinaux ». Des premiers essais ont été menés pour observer l'influence de la vitesse de rotation. Dans ces essais, le refroidissement est soit assuré par de l'air soit par 500 mL de fluide Novec 7500. La vitesse de rotation de la maquette varie entre 0 et 3 000 tr/min pour l'air et entre 500 à 2 500 tr/min pour

le fluide Novec 7500. Le courant injecté dans les bobinages est de 5,5 A, correspondant à une densité de courant de 11 A/mm². Lorsque l'équilibre thermique est atteint, nous relevons les différentes températures.

Dans le cas où l'entrefer n'accueille que de l'air, l'influence de la vitesse de rotation sur les bobinages est importante (Figure 2-20). En effet, la température moyenne des bobinages, indiquée sur la figure, passe de 170 °C environ à 0 tr/min à 78 °C pour une vitesse du rotor de 3 000 tr/min.

Par ailleurs, la température moyenne du carter tend à augmenter avec les fortes vitesses. Cela est d'une part dû à la meilleure répartition de chaleur favorisée par l'augmentation de la convection, et d'autre part, à l'augmentation des pertes au niveau du roulement et du joint rotatif SPI.

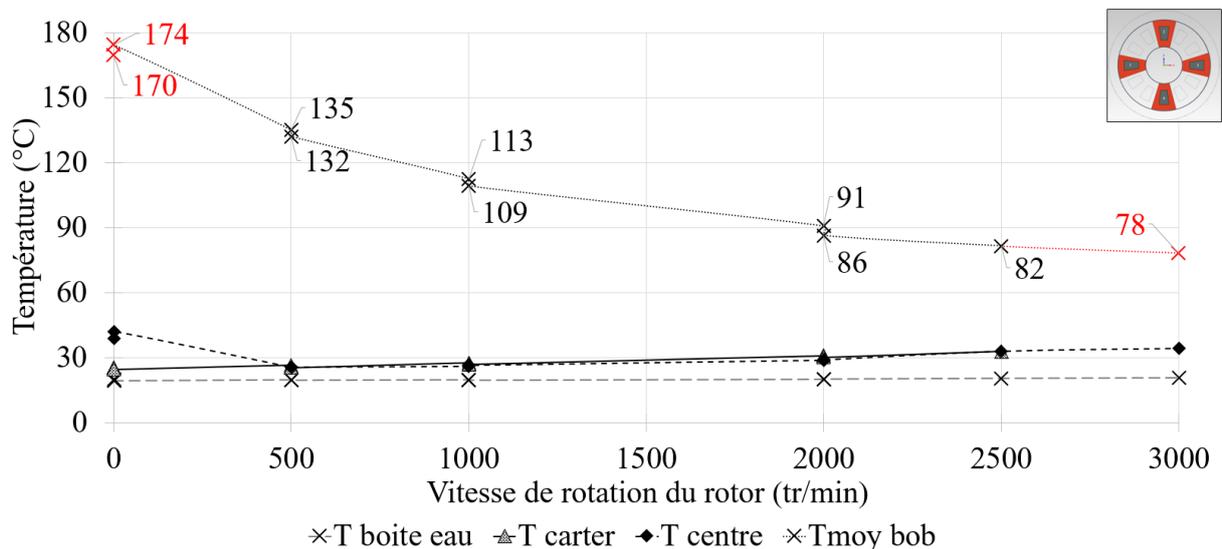


Figure 2-20: Évolution des températures en fonction de la vitesse de rotation, cas du refroidissement avec l'air

Dans le cas du fluide Novec 7500, la vitesse de rotation n'a pas autant d'influence sur la température des bobinages (Figure 2-21). Pour ce cas, il n'y a pas d'essais à vitesse nulle sinon le fluide n'est pas projeté dans l'entrefer, ce qui est une limite importante à cette mise en œuvre dans une vraie machine. Outre les limites de fonctionnement dû aux pertes dans les roulements (1 500 tr/min), l'essai à 3 000 tr/min entraînait trop de fuites de fluide, notamment au niveau des joints entre le stator et le carter ; et cela ne nous permettait pas de garantir la même quantité de fluide dans le centre de la machine.

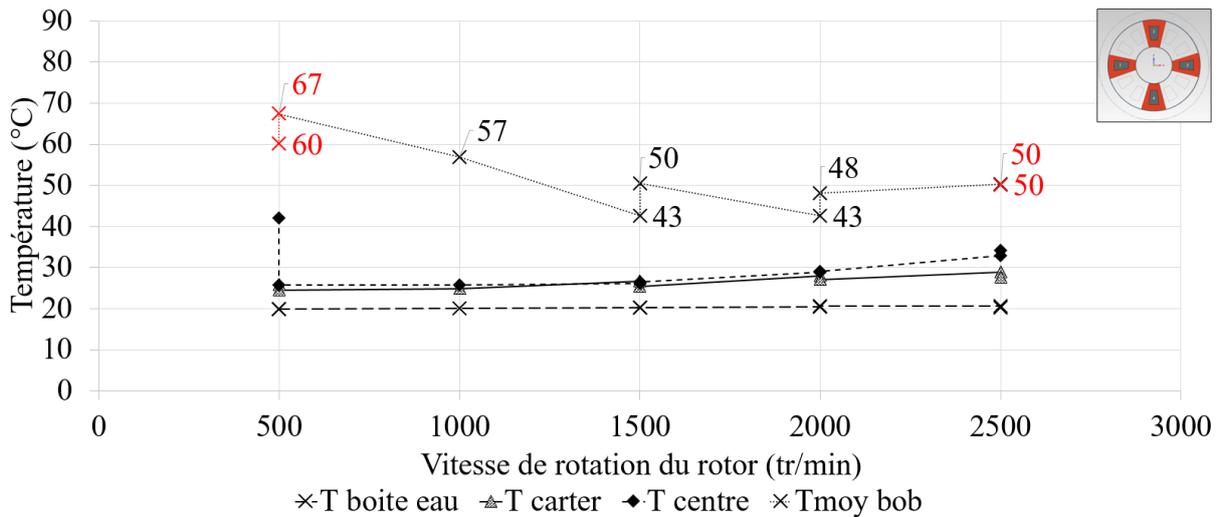


Figure 2-21: Évolution des températures en fonction de la vitesse de rotation, cas du refroidissement avec 500 mL de fluide Novec 7500

2.5.2.2 Influence de la position des dents

Lors de nos essais avec les fluides, nous avons remarqué que certains bobinages étaient moins bien refroidis. Par exemple, sur un essai effectué avec 8,8 A injecté, 700 mL de fluide Novec 7300 et une vitesse de rotation de 500 tr/min, la température des bobinages a été relevée à trois reprises :

- 2 heures après le début de l'expérience,
- 2h35 après le début,
- 3h20 après le début.

La différence de température moyenne de chaque bobine est représentée sur la Figure 2-22.

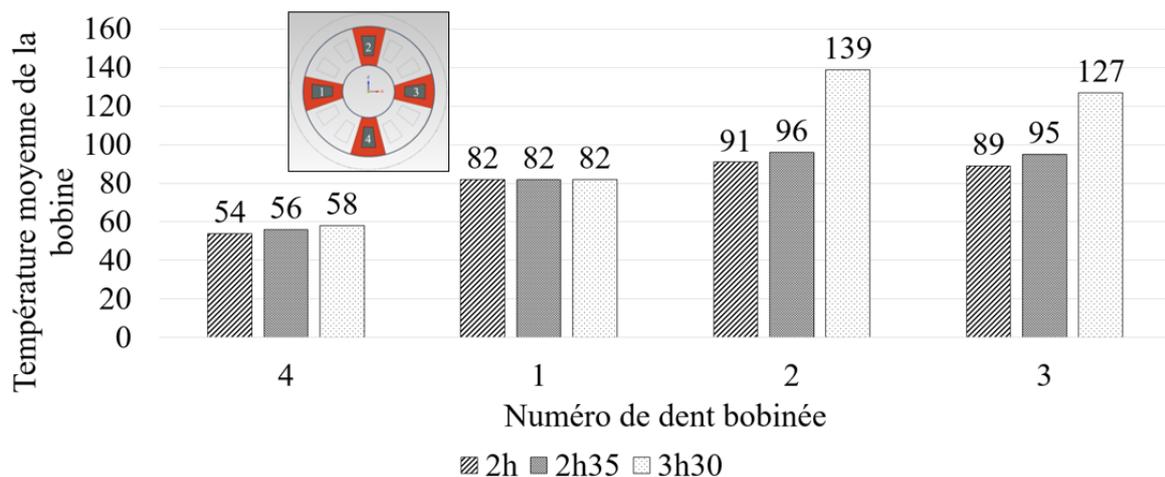


Figure 2-22: Température moyenne pour chaque bobinage en fonction de la position

Nous remarquons déjà que la température moyenne atteinte au bout de 2h diffère sensiblement d'un bobinage à l'autre et que c'est le bobinage 4 qui est le mieux refroidi. Ce résultat peut s'expliquer simplement par la proximité de ce dernier avec le bain de fluide. Entre le relevé à 2h et à 2h35, il y a très peu d'évolution. Enfin, après 3h20 d'expérience, on observe une forte augmentation des températures des bobinages 2 et 3. Cette augmentation n'est pas cohérente mais peut s'expliquer par les fuites importantes du fluide évaporée dans l'enceinte au cours de l'essais. De ce fait, les bobinages associés aux dents 2 et 3 ne sont plus correctement refroidis.

Ces deux premières études nous montrent deux limites à cette mise en œuvre dans la MFA AP considérée. Aux faibles vitesses, le fluide est moins bien projeté sur les bobinages qu'à fortes vitesses. Aux fortes vitesses cependant, les fuites sont importantes sur notre maquette. Par ailleurs, le fluide n'est pas uniformément réparti sur les bobinages avec cette méthode. L'ajout d'irrégularités bien placées sur le diamètre intérieur du carter devrait permettre de piéger le liquide et de le faire s'écouler uniformément sur les bobinages.

Pour la suite des essais, nous sommes passés à la configuration « 4 dents » car ces dernières sont regroupées aux points les plus dépendants de la quantité et de la répartition du fluide. Par ailleurs, la quantité de fluide est souvent mesurée et renouvelée.

A partir de cette configuration « 4 dents », deux performances de refroidissement ont été investiguées:

- à iso-pertes dans les bobinages
- à iso-température des bobinages

2.5.2.3 Etude à iso-pertes

La comparaison de la température moyenne des bobinages est effectuée ici à iso-pertes. Comme la résistance du fil diminue si on ajoute du fluide, cela permet d'injecter plus de courant dans les bobinages. Dans une vraie machine, cela voudrait dire que l'on augmente les ampères-tours et donc l'induction (sous réserve de ne pas saturer les matériaux magnétiques) en gardant la même puissance appelée. Cette solution est donc particulièrement intéressante.

Huit essais ont été réalisés à iso-pertes injectées et à même vitesse de rotation du rotor (Tableau 2-4).

Tableau 2-4: Récapitulatif des essais pour le travail à iso-pertes injectées

	Quantité de fluide Novec (mL)	Nb d'essais	Pertes injectées (W)	Vitesse rotor (tr/min)
Air	/	3	100	500
Novec 7300	500	3	100	500
Novec 7500	500	2	100	500

En moyennant les températures relevées pour chaque méthode de refroidissement la cartographie thermique de la maquette est obtenue (Figure 2-23).

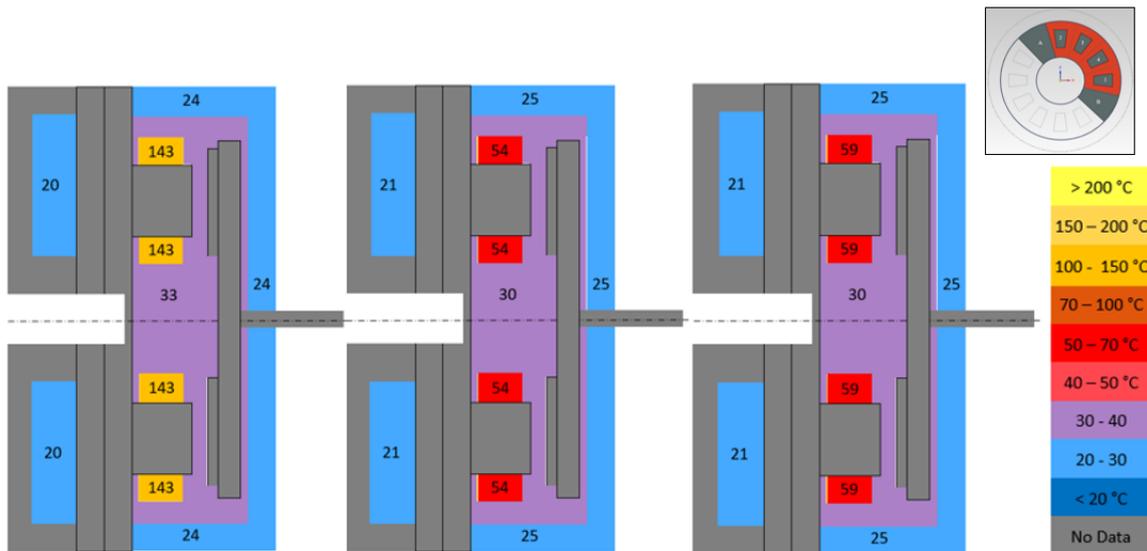


Figure 2-23: A gauche, cartographie avec le refroidissement à air, au centre avec le fluide Novec 7300, à droite avec le fluide Novec 7500

Nous remarquons ainsi que les répartitions de la température obtenues avec les deux fluides Novec sont très similaires, avec un léger écart de +5 °C sur la température moyenne de bobinage dans le cas du fluide Novec 7500. Par rapport au refroidissement à air, la température du bobinage est diminuée de manière spectaculaire, de presque un facteur 3. Les températures des autres régions sont peu affectées: -3 °C pour le centre, +1 °C pour le carter et la boîte à eau. Cela montre l'intérêt du fluide pour améliorer les échanges entre les bobinages et les sources froides (ici la boîte à eau et le carter).

La diminution de la résistance du bobinage (liée à la chute de température) moyenne du bobinage nous oblige à injecter plus de courant dans les bobinages pour dissiper les mêmes pertes Joule (Tableau 2-5). Ainsi, il faut injecter 16 % de courant en plus pour travailler à iso-pertes dans le cas du refroidissement avec les fluides Novec.

Tableau 2-5: Comparaison des intensités injectées dans les bobinages en fonction du refroidissement afin de dissiper 100 W

	Courant nécessaire pour garantir les 100 W dans les bobinages	Différence par rapport à l'air	Fth (W/°C)
Air	5,6 A	/	0,20
Fluide Novec 7300	6,5 A	15,9 %	0,76
Fluide Novec 7500	6,5 A	15,9 %	0,66

Ainsi, avec seulement 500 mL de fluide Novec, nous pouvons injecter plus de courant ET les bobinages sont plus froids que dans le cas de l'air, pour une puissance donnée. Cela peut se traduire sur la MFA AP considérée par une puissance de sortie supérieure, avec une machine plus froide pour la même puissance injectée dans les bobinages (sous réserve de ne pas être limité par un autre phénomène physique comme la saturation magnétique des dents par exemple).

Pour les cas des fluides Novec, nous avons augmenté la puissance pour voir l'évolution de la température moyenne des bobinages en fonction de la puissance. Cette évolution est représentée sur la Figure 2-24.

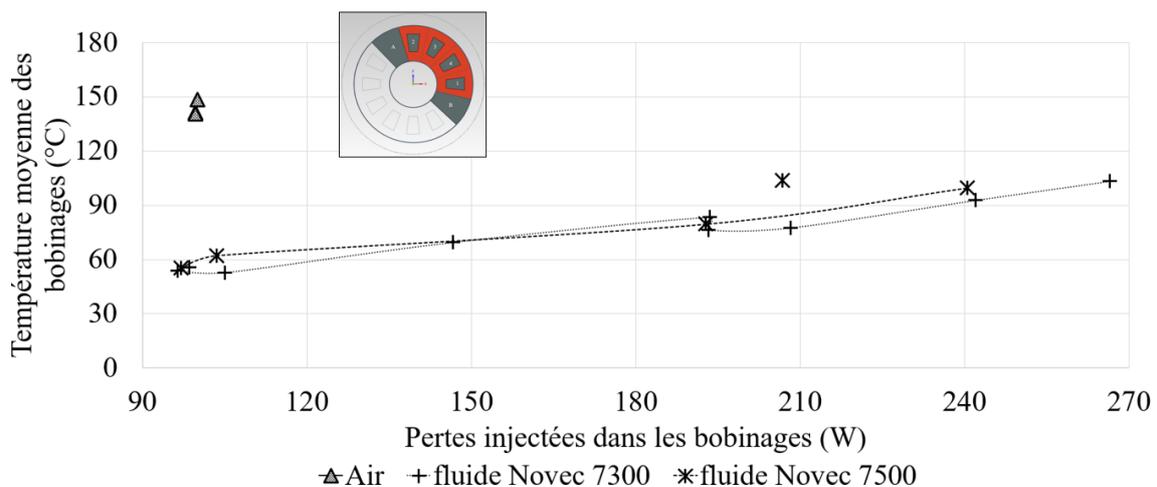


Figure 2-24: Température moyenne des bobinages en fonction de la puissance dissipée pour différents refroidissements

Les pertes injectées ont été augmenté jusqu'à 270 W pour le Novec 7300 et 240 W pour le Novec 7500. Le comportement de la température moyenne des bobinages est similaire pour ces deux fluides. Notons malgré tout un écart à 210 W, qui semble provenir d'une erreur de mesure car à 240 W les températures des bobinages retrouvent le même comportement.

Malgré cette augmentation des pertes injectées, la température moyenne du fil reste inférieure à celle trouvée dans le cas de l'air. Par ailleurs, celle des bobinages est toujours inférieure à la température d'ébullition des fluides Novec.

2.5.2.4 Etude à iso-température

Dans les essais précédents, les températures moyennes des bobinages sont inférieures à 100 °C. Il est certain que des points chauds existent, mais il est impossible de garantir qu'il y ait changement de phase.

Pour apprécier l'apport du refroidissement par changement de phase, nous avons réalisé une série d'essais dans lesquels la valeur de comparaison est la température. Les trois essais pour le cas du refroidissement à l'air à iso-pertes ont donné une température moyenne des bobinages proche de 140 °C. Cette température est largement supérieure à la température de changement d'état du fluide Novec 7300 qui est de 98 °C. Ainsi, trois nouveaux essais avec un bain de 500 mL de fluide Novec 7300 ont été fait avec cette fois une régulation en température.

Pour arriver à la même température moyenne de bobinage, il a fallu injecter un courant 2,25 fois plus important que dans le cas de l'air. Ainsi, la puissance injectée est 5 fois supérieure (Tableau 2-6).

Tableau 2-6: Récapitulatif du courant injecté, ainsi que de la puissance dans les bobinages afin d'obtenir une température moyenne des bobinages de 140 °C

	Courant injecté	Écart	Puissance dans les bobinages	Écart	Fth
A air	5,6 A	/	100 W	/	0,20 (W/°C)
Fluide Novec 7300	12,6 A	+ 115 %	497 W	+ 400%	1,14 (W/°C)

La cartographie des températures pour ce cas est donnée sur la Figure 2-25. La puissance additionnelle injectée dans les bobinages est remarquablement bien évacuée. Les bobinages sont restés autour de 140 °C, en revanche les températures du carter et du centre ont doublé, celle de la boîte à eau a augmenté de 27 °C.

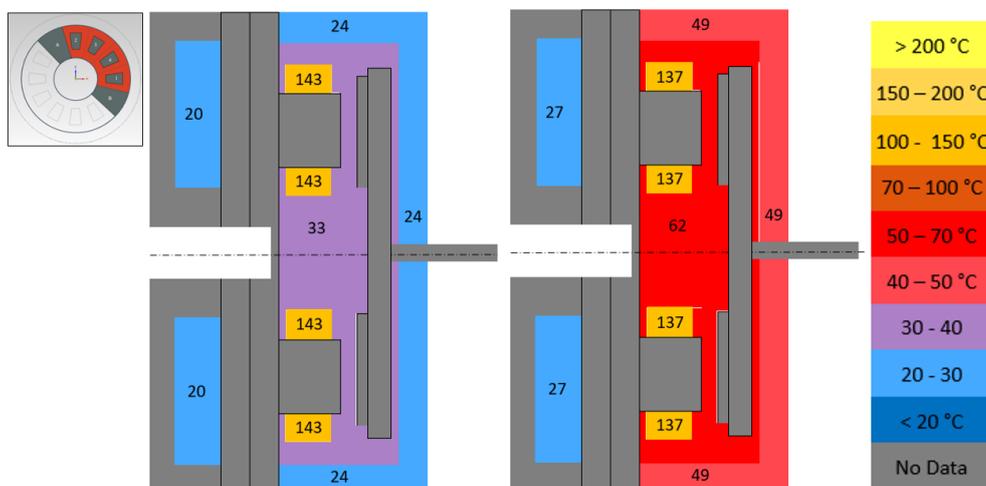


Figure 2-25: Cartographie des températures, dans le cas du travail à iso température dans les bobinages.

Cette étude montre clairement l'intérêt du fluide Novec pour limiter l'échauffement des bobinages. Cependant, il convient de faire attention aux puissances injectées car dans notre cas. Même si la température des bobinages est limitée à 140 °C, toutes les autres températures ont été augmentées. Ainsi, il convient de faire non plus attention seulement aux températures des bobinages, mais à d'autres températures, dont la température des AP, des roulements et celles des tôles. En fait, la température dans les bobinages est maîtrisée. Cependant, nous augmentons des températures autres et nous risquons d'arriver à des limites comme la saturation des matériaux.

2.5.3 Vers des conditions proches des conditions de la MFA AP

Les essais précédents ont permis de mettre en avant l'apport du liquide, notamment lorsqu'il passe en forme vapeur pour refroidir les bobinages de la maquette. Pour être plus représentatif et en vu d'une modélisation thermique,

- les échanges entre la maquette et la salle ont été réduits en ajoutant de la laine de verre autour du carter
- la température d'entrée de la boîte à eau a été augmentée (i.e. 70 °C) pour avoir des valeurs plus proches d'une vraie machine
- la configuration « 8 dents » est considérée. En effet, la répartition des dents sur le stator est plus proche de la MFA AP étudiée que les autres répartitions
- les bobinages ont été enrobés de vernis isolant.

Une série d'essais a été effectuée en considérant le refroidissement à l'air et celui avec 500 mL de fluide Novec 7300 (Tableau 2-7). Le refroidissement étant moins performant pour le cas de l'air, les pertes injectées maximales admissibles sont de 150 W. En revanche pour le fluide Novec 7300, à 1 000 et 1 500 tr/min - pour garantir un bon brassage des fluides - les pertes injectées ont été augmentées jusqu'à 220 W.

Le Tableau 2-8 répertorie les écarts de température maximal, minimal et moyen entre le bobinage le plus chaud et le plus froid pour tous les essais.

- Les écarts sont plus importants pour le refroidissement à l'air que celui avec le fluide Novec 7300. Cela n'est pas incohérent puisque les températures sont plus élevées dans le cas du refroidissement à l'air. Ainsi, l'écart relatif maximal est de 20 % pour l'air et 15 % pour le fluide Novec 7300.
- l'écart de température entre les dents 4' et 4 est négligeable dans les deux cas.

Tableau 2-7: Essais réalisés dans la configuration "4 dents". Chaque X représente un essai, aussi, XXX représente 3 essais

Puissance injectée (W)		100	110	120	130	140	150	160	180	200	220
Cas air	500 tr/min	XX	XX	X	X	X					
	1000 tr/min	XXX	X	XX	X	X	X				
	1500 tr/min	XX	XXX	X	X	X	XX				
Cas fluide Novec 7300	500 tr/min	X	XX	XX		XX					
	1000 tr/min	XX	X	X	X	X	XXX	X	X	X	
	1500 tr/min	XXX	X	X	XXX		X	X		X	X

Tableau 2-8: Récapitulatifs des écarts entre la température de la bobine la plus chaude et la plus froide pour les trois cas de refroidissement

Bobinage	écart minimum (°C)	écart maximum (°C)	écart moyen (°C)
Cas air	8	32	15
Cas fluide Novec 7300	7	13	10
Dent	écart minimum (°C)	écart maximum (°C)	écart moyen (°C)
Cas air	1	5	3
Cas fluide Novec 7300	0	0	0

La fonction de transfert thermique F_{th} (Eq.2.4) permet de comparer l'efficacité des refroidissements entre les bobinages et la boîte à eau pour tous ces essais.

$$F_{th} = \frac{P_J}{(T_{bob} - T_{eau})} \quad (2.4)$$

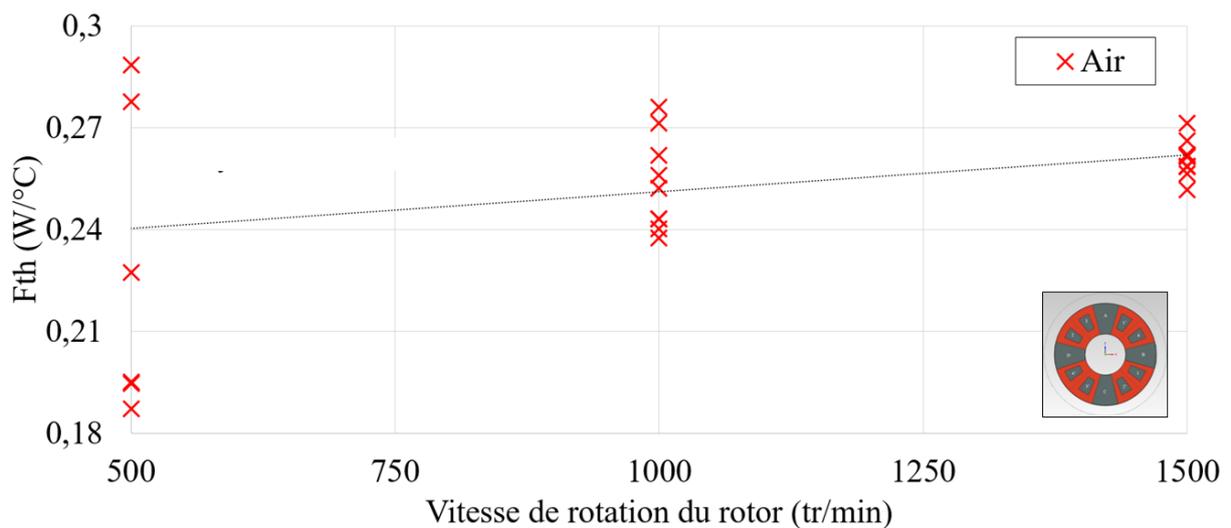


Figure 2-26: Fonction de transfert thermique pour le cas du refroidissement à air.

Pour l'air (Figure 2-26), la fonction de transfert thermique augmente progressivement avec la vitesse de rotation. Les points sont tous proches et compris entre 0,18 et 0,3 W/°C. Les valeurs

des fonctions de transfert thermique sont plus dispersées à faible vitesse et tendent à se regrouper à 1 500 tr/min.

A l'inverse, pour le fluide Novec 7300 (Figure 2-27), la fonction de transfert thermique diminue progressivement avec la vitesse de rotation. La dispersion des points est plus importante et va de 0,6 et 1,3 W/°C.

Ainsi, les échanges thermiques sont meilleurs avec le fluide Novec 7300 qu'avec l'air.

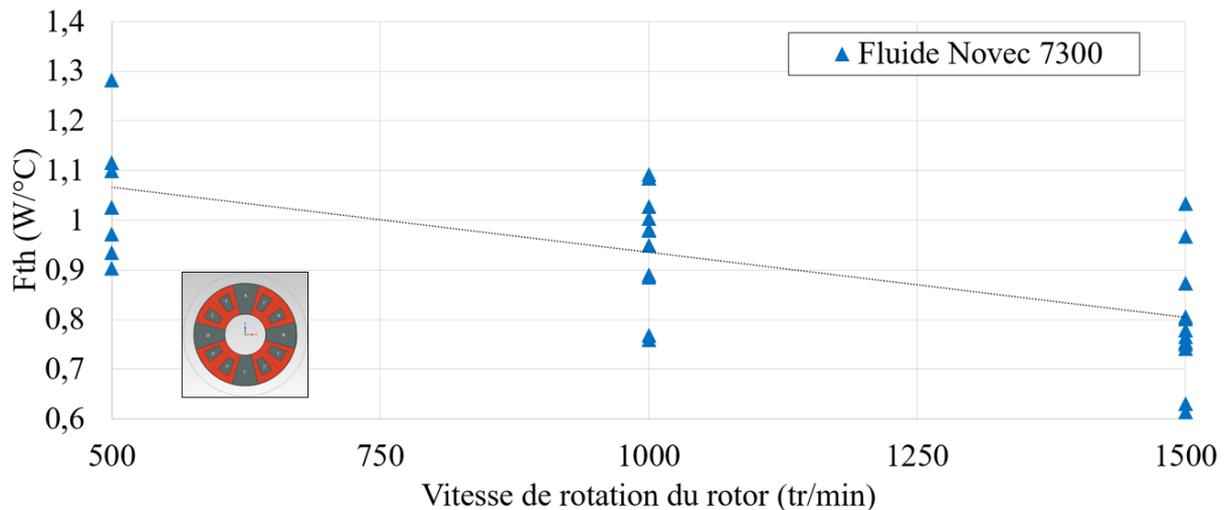


Figure 2-27: Fonction de transfert thermique pour le cas du refroidissement avec le fluide Novec 7300

La température moyenne des bobinages, celle des dents et du centre sont représentées respectivement (Figure 2-28, Figure 2-29 et Figure 2-30).

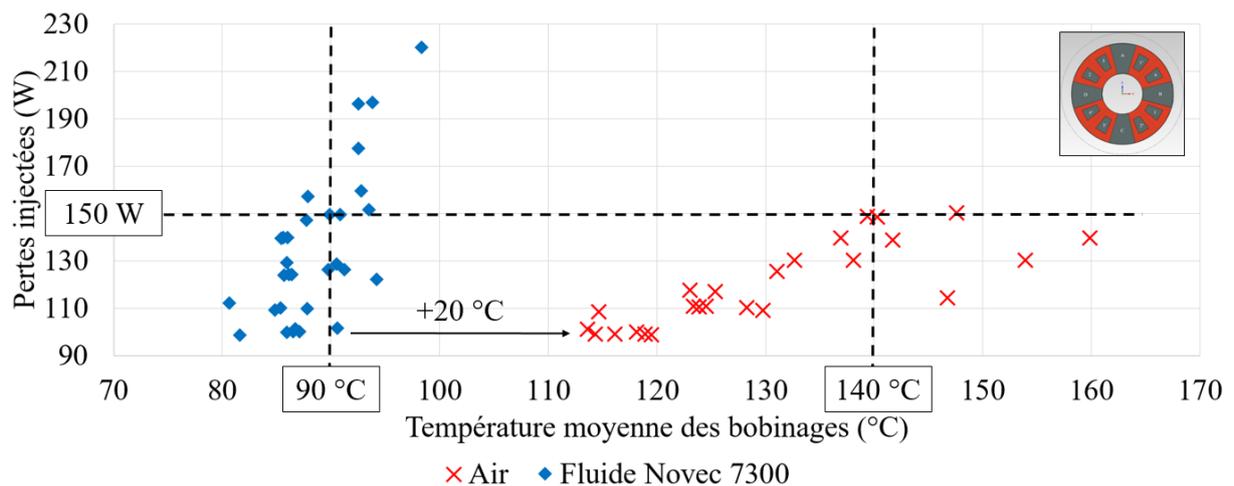


Figure 2-28: Température moyenne du bobinage en fonction des pertes injectées

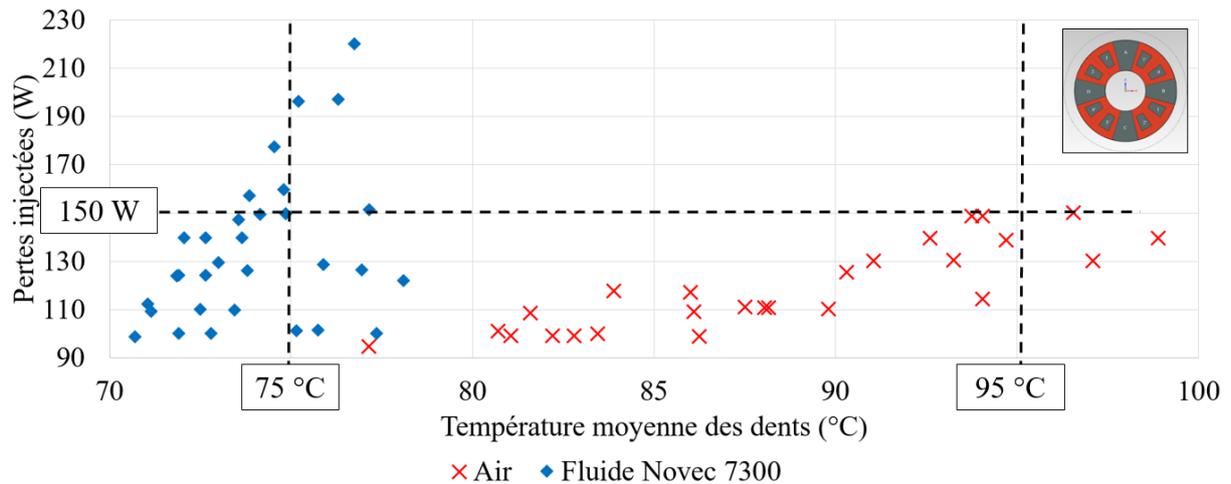


Figure 2-29: température moyenne des dents 4 et 4' en fonction des pertes injectées

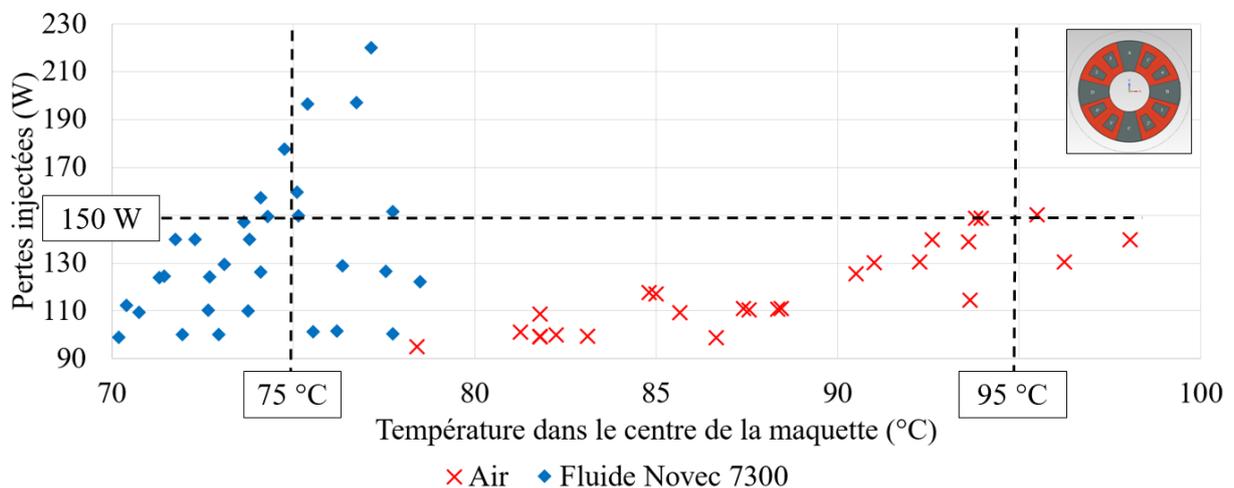


Figure 2-30: température dans le centre de la machine en fonction des pertes injectées

Nous pouvons émettre les observations suivantes :

- l'efficacité du refroidissement étant moindre dans l'air, la température moyenne des bobinages est toujours plus élevée, à iso-pertes et évolue plus vite en fonction des pertes injectées que dans le cas du fluide Novec 7300. Ainsi, l'écart minimum entre les deux refroidissements est obtenu à 100 W et vaut 20 °C. Pour 150 W, la différence de température est de 50 °C.
- La même tendance est retrouvée pour les températures mesurées dans les dents. A faible puissance injectée, la différence entre la température des dents, pour les deux refroidissements, est faible (< 5°). En revanche à 150 W elle est d'environ 20 °C.
- Les températures mesurées dans le centre de la machine sont très similaires à celles

mesurées dans les dents.

- Aucune température ne dépasse les 98 °C avec le fluide Novec 7300. Ceci montre clairement que ce fluide permet de bien refroidir les bobinages. En revanche, il n'y a sûrement plus de refroidissement en monophasique qu'en diphasique.

Ainsi, le fluide permet de réduire significativement les gradients de température dans la machine. La résistance thermique de contact entre les bobinages et les dents est inchangée qu'il y est du fluide ou non. Cela implique que le fluide a permis de créer un chemin thermique entre le bobinage et l'ensemble carter et stator via le centre de la machine.

2.5.4 Conclusions sur la maquette thermique de la MFA AP

Nous avons étudié plusieurs scénarii afin de comprendre les échanges thermiques sur cette géométrie proche de la MFA AP.

Tout d'abord nous avons vu l'impact de la vitesse de rotation sur le refroidissement des bobinages. Dans le cas de l'air, la vitesse de rotation a un fort impact puisque la température moyenne du bobinage passe de 170 à 80 °C entre 0 et 3 000 tr/min. En revanche, dans le cas du fluide, entre 500 et 2 500 tr/min, la température moyenne du bobinage ne chute que de 17 °C. Les vitesses inférieures à 500 tr/min pourraient ne pas être suffisantes pour assurer un bon brassage du liquide, mais, nous n'avons pas de données sur cette plage de vitesse.

A ce titre, pour le liquide, nous avons vu que la position des dents est influente sur la qualité du refroidissement. Ainsi, les bobinages situés en haut de la maquette sont moins bien refroidis. Dans le cas d'une machine réelle intégrée à une chaîne de traction automobile, cette dépendance du refroidissement aux mouvements du fluide peut s'avérer problématique. Ainsi, des solutions pour capter le liquide et/ou le projeter sur tous les bobinages devraient être envisagées.

Afin de comparer les solutions de refroidissement, nous avons fait l'étude de deux cas :

- à iso-pertes dans le bobinage
- à iso-température du bobinage

Le travail à iso-pertes a été effectué à 100 W. La température du bobinage étant plus faible dans le cas des fluides Novec, le courant a été augmenté pour garantir les pertes. Malgré cette augmentation de courant, les bobinages restent bien plus froids que dans le cas de l'air. Pour un dimensionnement donné de machine, cela veut dire que l'on peut injecter plus de courant soit, sous réserve de ne pas atteindre une limite du type saturation des dents, générer plus de

puissance. Par ailleurs, le rendement de la machine devrait être plus élevé du fait que les pertes Joule sont moindres (sous réserve de ne pas augmenter excessivement les pertes aérauliques). Dans ce cas, la température du bobinage n'arrive même pas à la température d'ébullition des fluides Novec.

Ainsi, nous nous sommes placés dans un cas où cette température de bobinage est supérieure à la température de changement d'état du fluide Novec 7300. Ce cas de travail à iso-température de bobinage a montré que pour obtenir la même température que pour le cas de l'air, il a fallu injecter 125 % de courant en plus dans les bobinages. Ainsi, la machine accepte 5 fois plus de puissance! Il faut toutefois nuancer ces résultats puisque si ces pertes supplémentaires sont correctement évacuées des bobinages, il faut qu'elles soient correctement évacuées de la machine. Il nous semble que dans une vraie machine, il y aura alors deux cas :

- les éléments ayant une température inférieure à la température d'ébullition verront leur température augmenter puisque le fluide se condensera dessus
- les éléments ayant une température supérieure à la température de vaporisation seront refroidis par changement de phase. Ce deuxième cas peut être intéressant pour limiter la température des AP.

Ainsi la machine aura des températures plus homogènes et toutes les surfaces serviront pour les échanges thermiques avec la source froide.

En dernier lieu, nous nous sommes mis dans des conditions plus proches de la MFA AP considérée (échange entre le carter et la salle diminuée, température de la boîte à eau augmenté, configuration « 8 dents » et bobinages enrobés de vernis isolant). Nous avons investigué les écarts de température en fonction de la vitesse de rotation et des pertes injectées dans les bobinages. Il apparaît que le refroidissement avec le liquide Novec 7300 se distingue fortement de celui avec l'air surtout aux fortes puissances.

2.6 CONCLUSIONS DU CHAPITRE

Pour comprendre le refroidissement à changement de phase d'un point de vue « machiniste », nous nous sommes basés sur quatre maquettes (Figure 2-31).

Une première maquette élémentaire a permis d'analyser le comportement d'éléments constitutifs d'une vraie machine pris de manière isolés : un fil simple et une dent bobinée. Les essais de refroidissement sur ces éléments sont sans appels. Le refroidissement à changement de phase permet de maintenir une température acceptable pour le cas du fil simple avec une

densité de courant 5,5 fois supérieure au cas du refroidissement à l'air.

Dans le cas de la dent bobinée, qui constitue **notre deuxième maquette**, les résultats montrent qu'elle peut accepter 20 A/mm² pendant les 80 min d'essais, cela est dû au serrage des fils entre eux qui empêche le liquide de bien pénétrer le centre du bobinage et le refroidir. Au centre, l'échange de chaleur se fait donc par conduction au travers d'autres fils, puis par convection avec le fluide.

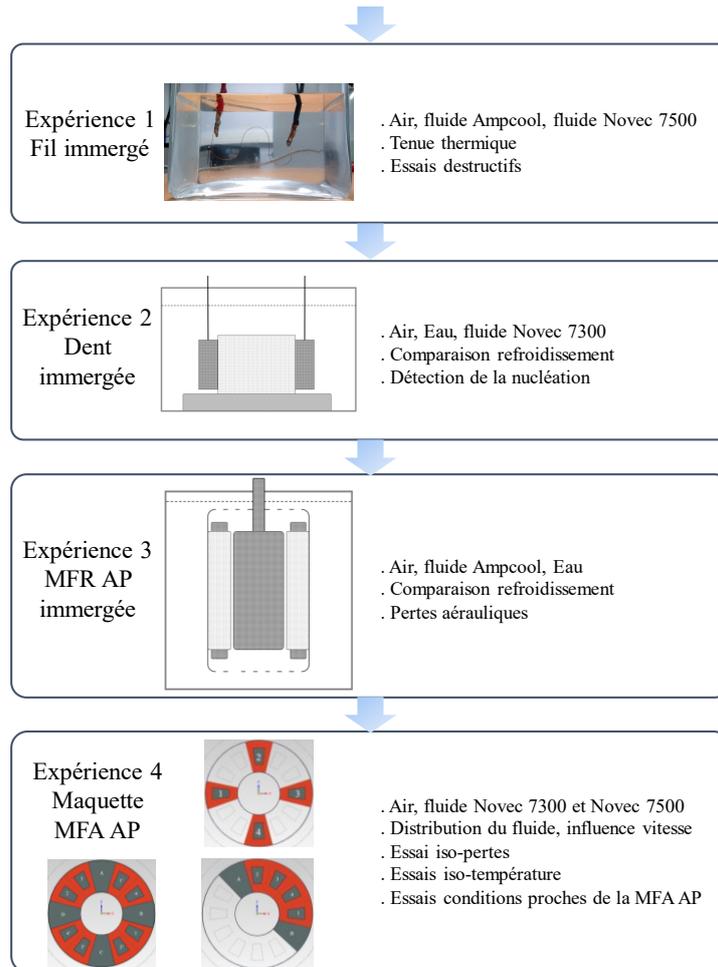


Figure 2-31: Bilan de la démarche expérimentale.

Sur ces deux premières maquettes, nous avons aussi montré qu'il y a un risque de destruction du fil par un simple échauffement intense et très localisé engendré par la nucléation des bulles et l'apparition d'une couche isolante de vapeur. Nous avons proposé et investigué deux méthodes de détection de cette nucléation visant à prévenir cette autodestruction : une méthode par mesure acoustique et une méthode par mesure de capacité.

Dans **la troisième maquette**, nous nous sommes intéressés au refroidissement à changement

de phase d'une MFR AP en court-circuit et totalement immergée dans un liquide. La comparaison avec de l'air ou les liquides, notamment lorsque celui-ci passe sous forme vapeur, montre un réel apport du refroidissement. Cette maquette n'est cependant pas assez représentative de ce que nous pouvons rencontrer dans une vraie machine, les vitesses de rotation considérées étant bien plus faibles que ce qui est nécessaire pour une application d'hybridation. De plus, le rotor n'a pas de saillance.

Enfin, **une quatrième maquette** se voulant la plus proche possible de la MFA AP considérée a été construite. Dans cette maquette, le bas du rotor barbote dans un bain de fluide Novec 7300, ce dernier est alors projeté dans l'entrefer et sur les dents bobinées grâce au mouvement du rotor. Cette maquette nous a permis d'évaluer l'effet de la convection et l'effet des fluides pour le refroidissement.

Cette dernière maquette servira de base pour développer un modèle thermique en vue de mieux quantifier et prédire les échanges thermiques dans la MFA AP.

3 MODELISATION DES ECHANGES THERMIQUES

La modélisation est essentielle pour mieux comprendre les nouveaux chemins thermiques rendus possible par le fluide et quantifier les gains qu'ils apportent.

Nous avons envisagé de réaliser la modélisation par un modèle éléments finis pour comprendre de façon fine les échanges de chaleur. Nous avons considéré cette approche avec le concours de trois étudiants en 2^{ème} année de la filière « Mécanique énergétique » à l'école nationale supérieure de l'eau, l'énergie et de l'environnement (ENSE³) (voir l'Annexe 6). Cependant, les échanges thermiques sont trop complexes à modéliser dans une MFA AP. Des hypothèses thermiques importantes sont à faire sur les couches limites autour des différents éléments solides (bobinages, dent, stator, rotor, AP et carter)[75].

Au vue de la complexité de la mise en œuvre d'un modèle éléments finis (EF), nous avons choisi de faire un modèle thermique nodal. Cette modélisation sera moins précise qu'un modèle EF mais est plus rapide et donc plus adaptée à un pré-dimensionnement ou à l'optimisation. Les paramètres de ce modèle nodal seront identifiés à partir des essais faits sur notre maquette thermique de la MFA AP.

Ainsi, dans ce chapitre, nous allons construire un modèle thermique nodal de la maquette thermique. Nous commencerons par une pré-estimation de ces paramètres à partir de la littérature afin de connaître de façon approximative les valeurs initiales des paramètres de notre modèle. Ensuite, nous procéderons à une identification des différents éléments de ce modèle en nous appuyant sur nos essais. Les paramètres du modèle seront identifiés pour deux cas de convection :

- la convection avec l'air,
- la convection avec 500 mL de fluide Novec 7300.

Enfin, nous testerons notre modèle sur une configuration de dents différente afin d'apprécier ses limites.

3.1 RECHERCHE DU MODELE THERMIQUE APPROCHE

3.1.1 Modèle thermique

Le schéma de la maquette est présenté Figure 3-1. Les éléments marqués A et B représentent les deux côtés de la boîte à eau (ici de l'eau glycol 50/50). L'élément C'' représente le stator,

les éléments C' et D le carter. Les éléments F'' et F' représentent respectivement une dent et son bobinage.

Le modèle est valable quel que soit le nombre de dents bobinées réelles qu'il y a dans la maquette, grâce à la prise en compte des surfaces équivalentes.

Seules les pertes par effet Joule sont considérées. Ces pertes (non représentées) sont localisées dans le bobinage F''. Elles sont supposées homogènes dans le bobinage.

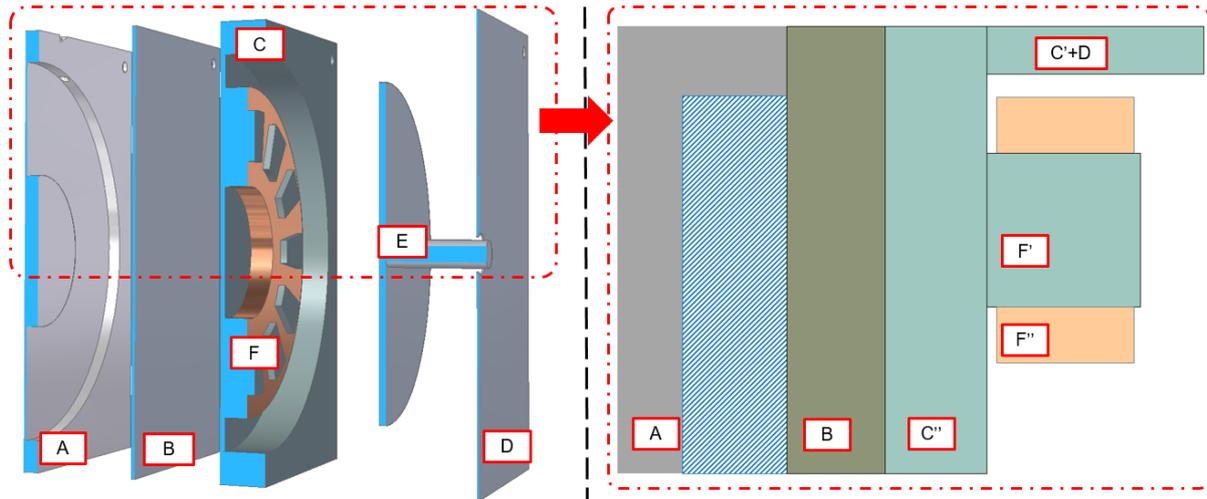


Figure 3-1: schématisation de la maquette

Dix-sept résistances thermiques (numérotées de 1 à 17 sur la Figure 3-2) modélisent les échanges de chaleur entre les éléments constituant le modèle.

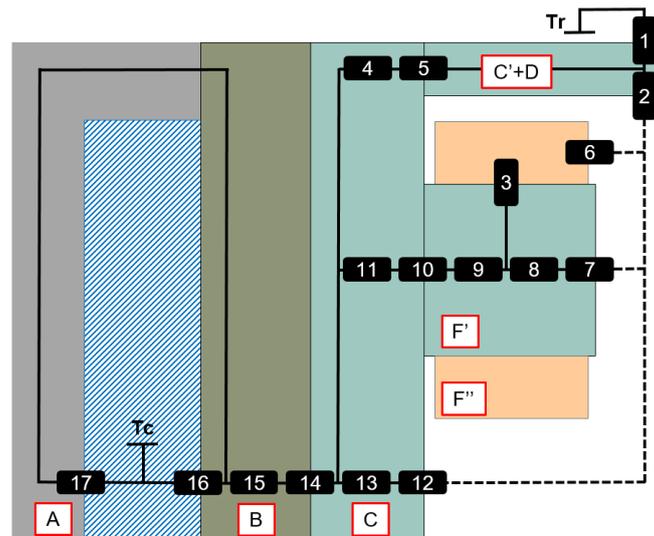


Figure 3-2: Modèle thermique de la maquette

Ces résistances thermiques sont de trois types : les résistances thermiques aux contacts entre matériaux assimilées à des résistances de conduction, les résistances thermiques de conduction

dans les matériaux, et les résistances de convection entre les fluides et les parties solides. Ces résistances sont répertoriées dans le Tableau 3-1. Deux sources de température sont imposées. La température de la salle notée T_r (*Temperature Room*) et la température de la boîte à eau T_c (*Temperature Cooling jacket*).

Tableau 3-1: Définition des résistances thermiques du modèle

Numérotation	Définition	Type
1	résistance carter / salle	contact
2	résistance carter / milieu	convection
3	résistance bobinage / dent	contact
4	résistance stator	conduction
5	résistance carter / stator	contact
6	résistance bobinage / milieu	convection
7	résistance dent / milieu	convection
8	résistance conduction demi dent	conduction
9	résistance conduction demi dent	conduction
10	résistance dent / stator	contact
11	résistance conduction stator	conduction
12	résistance stator / milieu	convection
13	résistance conduction stator	conduction
14	résistance stator / plaque enceinte de refroidissement	contact
15	résistance conduction plaque enceinte de refroidissement	conduction
16	résistance plaque enceinte de refroidissement / liquide de refroidissement	convection
17	résistance plaque enceinte de refroidissement / liquide de refroidissement	convection

3.1.2 Stratégie d'identification

Le modèle thermique possède plusieurs inconnues. En se basant sur les paramètres de réglage de notre maquette et sur la mesure des températures des dents, du centre, du carter et sur le calcul de la température du bobinage, l'identification de ses inconnues est possible.

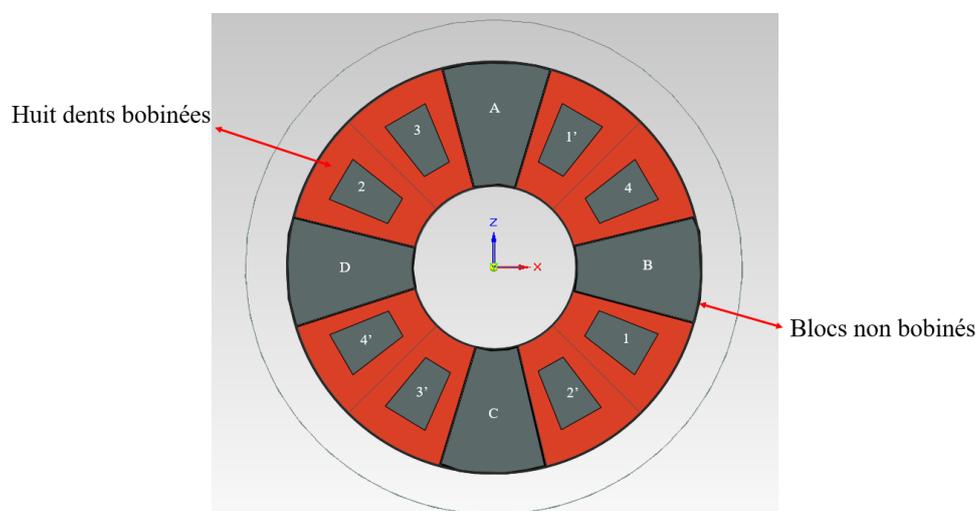


Figure 3-3: configuration "8 dents" considérée pour l'identification

Nous avons considéré les essais réalisés avec la configuration « 8 dents » présentée dans le paragraphe 2.5.1 (Figure 3-3).

Pour chaque puissance injectée et vitesse de rotation, les différentes températures sont relevées une fois l'équilibre thermique atteint.

Le modèle thermique est intégré dans la suite CADES (Component Architecture for the Design of Engineering Systems) via le module *Thermotool*. CADES est une plateforme développée au G2Elab et commercialisée depuis 2011 par Vesta-System. Elle permet via l'optimisation sous contraintes de dimensionner des systèmes physiques décrits par des équations. Le module *Thermotool* est aussi développé au G2Elab, il permet de traduire un schéma équivalent en système d'équations compatible avec la plateforme CADES. Ainsi CADES permet la formulation de notre problème d'identification en problème d'optimisation en se basant sur la fonction objective (Eq.3.1).

$$f_{objective} = \sum_{j=n}^m f_{objective}(j) \quad (3.1)$$

Cette fonction objective est la somme des racines carrées de la différence au carré entre les températures issues des expérimentations et celles calculées. Le tout est normalisé (Eq.3.2)

$$f_{objective}(j) = \frac{\sqrt{[(T_{j,i}) - (T_{ref_{j,i}})]^2}}{T_{ref_{j,i}}} \quad (3.2)$$

j correspond à la température de la pièce considérée (la dent, le carter, le centre ou le bobinage) et i correspond au numéro de l'essai.

Il n'y a qu'un seul objectif à minimiser dans le problème. Le choix de l'algorithme d'optimisation quadratique successive (ou *Sequential quadratic programming* - SQP) a été fait.

Pour faciliter la convergence du modèle et assurer des valeurs cohérentes à la fin de l'identification, il est nécessaire de décrire les paramètres des différentes résistances et de pré-estimer leur ampleur. Ces paramètres pré-estimés sont formulés comme étant des contraintes afin de délimiter l'espace de recherche de leur valeur.

3.1.3 Pré-estimation des paramètres

Dans ce paragraphe, nous expliquerons comment nous avons initialisé et conduit le processus d'identification pour obtenir une convergence satisfaisant à la fois la modélisation et les

résultats expérimentaux.

Le rayonnement a été négligé dans la modélisation thermique. En effet, nous avons pris le cas le plus favorable au rayonnement : l'essai où la température de cuivre est maximale (i.e. 175 °C) et celle du carter minimale (i.e. 70 °C), avec l'hypothèse qu'il n'y a pas de rotor et que tout le cuivre rayonne sur le carter, le rayonnement du cuivre vers le carter représente 3 % des échanges. Ces échanges auront un impact mineur et seront pris en compte au travers des résistances de convection.

3.1.3.1 Résistance de conduction

La résistance de conduction dépend de la surface de conduction (S_{Conduc}), de la conductivité thermique du matériau (λ) et de l'épaisseur du matériau ($ep_{matériau}$) (Eq.3.3). Dans notre modèle, il existe six résistances de conduction (Figure 3-4).

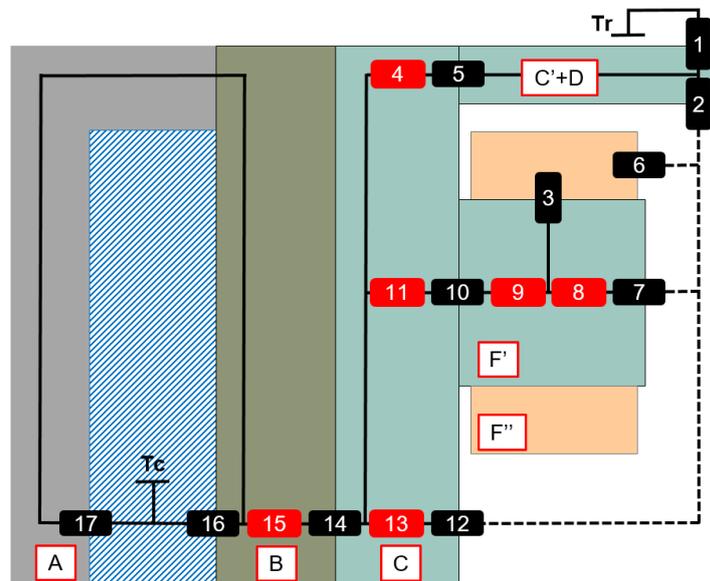


Figure 3-4: Mise en avant des résistances de conduction sur le modèle thermique (4-8-9-10-13-15)

$$R_{Conduction} = \frac{ep_{matériau}}{\lambda S_{Conduc}} \quad (3.3)$$

Il y a deux matériaux sujets à ce type de transfert de chaleur :

- de l'aluminium grade 5083 STS, de conductivité thermique $\lambda_{Aluminium} = 117 \text{ W/mK}$ [76], pour la boîte à eau,
- de l'acier inoxydable alliage 310S, de conductivité thermique $\lambda_{Inox} = 16.3 \text{ W/mK}$ [77], pour les dents, le stator et le carter.

3.1.3.2 Résistances de contact

La résistance de contact ($R_{Contact}$) est définie comme étant une résistance de conduction équivalente en considérant l'inverse du produit entre la conductivité thermique du contact ($G_{contact}$) et la surface du contact ($S_{contact}$) (Eq.3.4)

$$R_{Contact} = \frac{1}{G_{contact} S_{contact}} \quad (3.4)$$

La conductivité thermique aux contacts entre matériaux est difficile à connaître car elle dépend à la fois des caractéristiques des matériaux et de la force appliquée aux contacts [78]. Dans le modèle, il y a cinq résistances de contact notées: 1, 3, 5, 10 et 14 (Figure 3-5). Elles sont répertoriées, avec leurs valeurs estimées, dans le Tableau 3-2.

Tableau 3-2: Inventaire des résistance de contact dans la maquette

N° résistance	matériaux en contact	Valeur estimée de la résistances thermique du contact (K/W)	source
1	Acier inoxydable 310S / air, via laine de verre	200	[79]
3	Cuivre / acier inoxydable 310S	[0,1; 1]	Données Valeo
5	Acier inoxydable 310S / acier inoxydable 310S	0.011	[80]
10	Acier inoxydable 310S / acier inoxydable 310S	0.168	
14	Acier inoxydable 310S / aluminium 5083 STS	0.041	[81]

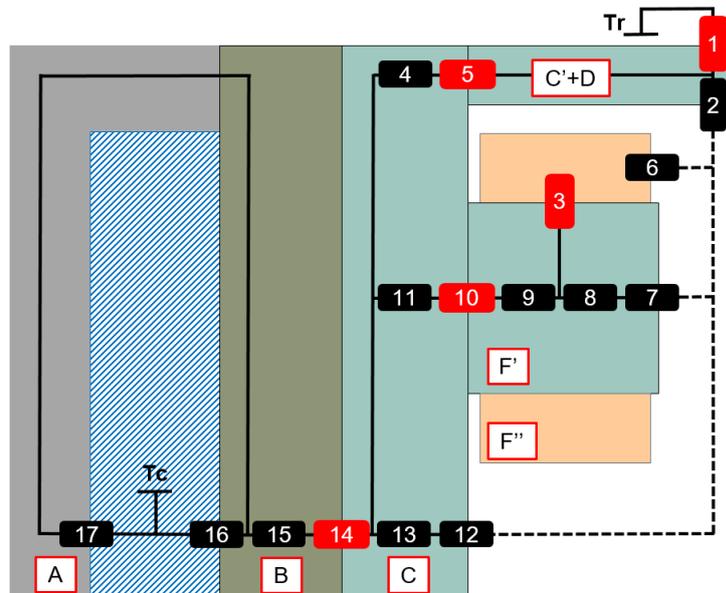


Figure 3-5: Mise en avant des résistances de contact sur le modèle thermique (1-3-5-10-14)

3.1.3.3 Résistances de convection

La résistance thermique équivalente pour la convection (R_{Conv}) dépend de la surface de

convection (S_{Conv}) et du coefficient de convection (h) (Eq.3.5).

$$R_{Conv} = \frac{1}{hS_{Conv}} \quad (3.5)$$

Dans la maquette, il existe six résistances thermiques de convection : deux entre la maquette et le liquide de refroidissement et quatre entre la maquette et le fluide dans le centre (Figure 3-6)

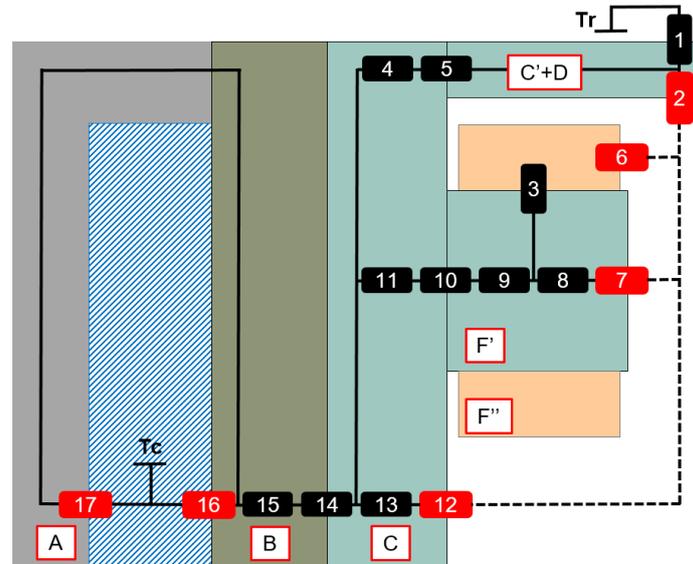


Figure 3-6: Mise en avant des résistances de convection sur le modèle thermique (2-6-7-12-16-17)

Convection dans la boîte eau

La convection dans la boîte à eau a été déterminée par une simulation éléments finis avec le logiciel Fluent™. Le liquide de refroidissement est un mélange d'eau et de glycol aux propriétés rappelées dans l'Annexe 6. Le débit est fixé à 6 L/min et la température est à 70 °C.

Les coefficients de transfert thermique entre la maquette et le liquide de refroidissement trouvés sont donnés ci-dessous (Eq.3.6 & Eq.3.7)

$$h_{16} = 574 \frac{W}{m^2K} \quad (3.6)$$

$$h_{17} = 264 \frac{W}{m^2K} \quad (3.7)$$

Les valeurs issues de la modélisation sont sans doute différentes de la réalité, une variation de 10 % autour de ces valeurs est autorisée.

Remarque, cette valeur h_{16} est cohérente avec le calcul de la convection entre le fer et l'eau pour une configuration et des dimensions proches de notre cas. Cette estimation a été faite en

utilisant la corrélation de Gnielinski et en considérant une boîte à eau ayant un débit de 6,1 L/min, la valeur ainsi trouvée est $h_{ConvBoiteEau} = 480 \text{ W/m}^2\text{K}$ [46]

Convection dans le centre de la machine avec de l'air

La convection dans le centre de la machine, liée au mouvement du rotor, est difficile à estimer. Les paramètres géométriques de la maquette la placent dans le régime de convection III (voir paragraphe 1.3.2.3) : écoulement turbulent dans l'entrefer dans lequel les couches limites du rotor et du stator se confondent. Il convient dès lors d'utiliser l'équation (Eq.1.16) pour déterminer le nombre de Nusselt moyen. Le coefficient de convection dépend de ce nombre de Nusselt (N_u), de la conductivité thermique de l'air (λ_{air}) et du rayon du rotor (R_{rotor}) :

$$h = \frac{\lambda_{air}}{R_{rotor}} N_u \quad (3.8)$$

Le coefficient de convection peut être mis sous la forme :

$$h = \gamma \Omega^\beta \quad (3.9)$$

Dans le cas, avec un air à 75 °C, le coefficient d'échange thermique est calculé (Eq.3.10):

$$h = 0,184 \Omega^{3/4} \quad (3.10)$$

La valeur du coefficient d'échange thermique obtenue varie de 19,5 à 92,5 W/m²K pour une vitesse allant de rotor de 500 à 4 000 tr/min.

Cette loi est appliquée à toutes les surfaces qui échangent avec l'air au centre de la machine.

Convection dans le centre de la machine avec du fluide à changement de phase

La littérature ne permet pas de déterminer une forme de la loi sur les échanges pour le cas où un fluide autre que de l'air circule dans l'entrefer qu'il soit monophasique ou diphasique. Plusieurs degrés de fonctions polynomiales ont été essayés, et le choix a été fait de garder la même loi que celle trouvée pour la convection dans l'air en ajoutant un terme constant (J).

$$h = 0,184 \Omega^{3/4} + J; J \in [200; 3\ 000] \quad (3.11)$$

3.2 IDENTIFICATION DES PARAMETRES

Deux cas sont distingués pour l'identification des paramètres:

- la convection avec l'air

- la convection avec le fluide Novec 7300

Une première identification des paramètres thermiques a été faite avec de l'air seul. Cela permet d'identifier d'une part les coefficients de convection avec le centre et d'autre part les autres paramètres thermiques de la maquette. Ces derniers sont supposés inhérents au fluide utilisé pour le refroidissement et constants sur la plage d'essais, ils pourront être utilisés dans l'identification avec le fluide Novec. A noter que selon les résistances, nous identifions soit le coefficient de convection, soit la conductivité du matériau, soit la résistance elle-même.

3.2.1 Convection avec l'air

3.2.1.1 Présentation des essais

Dans le modèle élaboré, nous avons 17 inconnues répertoriées ci-dessous :

- huit coefficients pour les transferts par convection entre les éléments et le centre de la machine
- deux conductivités thermiques des matériaux
- cinq résistances de contact
- deux coefficients de convection dans la boîte à eau.

Vingt-six essais ont été réalisés avec la configuration « 8 dents » pour 17 couples de vitesses et puissances allant de 500 à 1 500 tr/min et de 100 à 150 W (Tableau 3-3).

Tableau 3-3: Répartition des essais permettant l'identification des paramètres dans le cas du refroidissement avec l'air. Chaque X correspond à un essai. Le point A sera interpolé par le modèle

Puissance injectée (W)	100	110	120	130	140	150
500 tr/min	XX	XX	X	X	X	A
1000 tr/min	XXX	X	XX	X	X	X
1500 tr/min	XX	XXX	X	X	X	XX

Ce tableau est légèrement plus fourni en essais à basse puissance mais devrait permettre une couverture homogène de l'espace de validité des paramètres à identifier.

3.2.1.2 Résultats

L'identification conduit à une fonction objective de 0,3. Cela donne une précision tout à fait acceptable au vu des températures. Trois paramètres sont en butés :

- le coefficient γ pour la convection entre le carter et le centre qui est en butée inférieure,
- les coefficients de convection dans la boîte à eau qui sont en butée supérieure.

Les résultats sont répertoriés dans le Tableau 3-4.

Tableau 3-4: Identification des paramètres pour le cas du refroidissement avec l'air, les paramètres en butée sont encadrés en rouge.

Paramètres	Valeur
Coefficient de convection stator / centre (W/m ² K)	0,38 * $\Omega^{0,6}$
Coefficient de convection dent / centre (W/m ² K)	0,35 * $\Omega^{0,62}$
Coefficient de convection bobinage / centre (W/m ² K)	0,33 * $\Omega^{0,64}$
Coefficient de convection carter / centre (W/m ² K)	0,166 * $\Omega^{0,6}$
Coefficient de convection boîte à eau 2 (W/m ² K)	291,5
Coefficient de convection boîte à eau 1 (W/m ² K)	650
Conductivité thermique Aluminium (W/mK)	118,0
Conductivité thermique Acier (W/mK)	16,8
Résistance de contact stator / plaque boîte à eau (K/W)	0,0041
Résistance de contact dents / stator (K/W)	0,165
Résistance de contact bobinage / dent (K/W)	0,379
Résistance de contact carter / salle (K/W)	199
Résistance de contact carter / stator (K/W)	0,0107

La Figure 3-7 représente l'évolution de la température moyenne du bobinage en fonction de la puissance injectée et de la vitesse de rotation du rotor. Quel que soit la vitesse de rotation, lorsque la puissance injectée est nulle, la température initiale du bobinage est de 70 °C et correspond à la température de la boîte à eau. Ensuite, l'évolution est linéaire avec un coefficient directeur d'autant plus important plus que la vitesse de rotation est élevée. Cela revient à dire que le refroidissement est meilleur aux fortes vitesses de rotation, ce qui est tout à fait cohérent avec nos mesures.

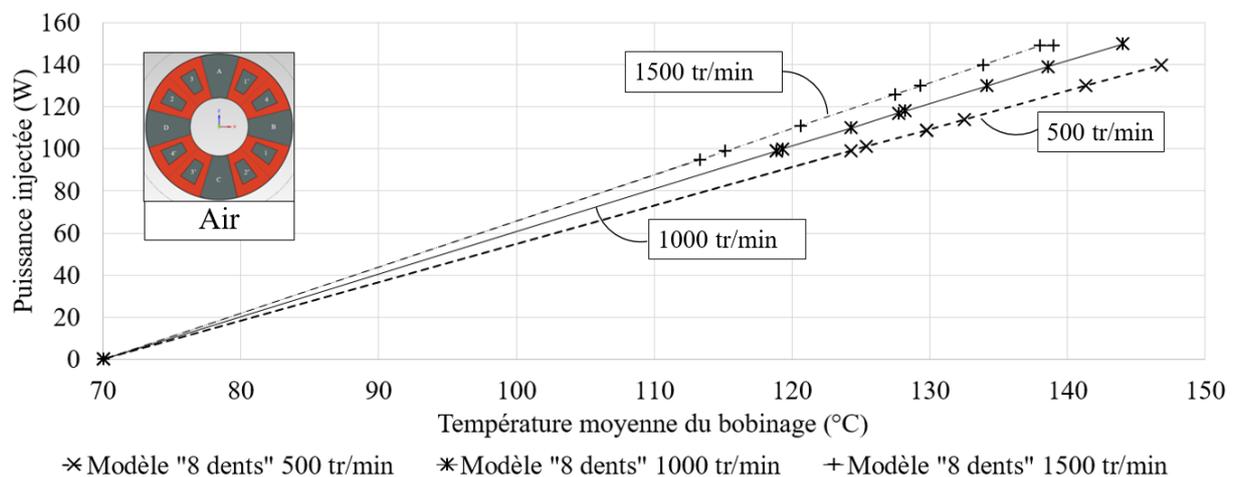


Figure 3-7: Evolution de la température moyenne du bobinage prédite par le modèle en fonction de la puissance injectée et de la vitesse de rotation, pour le cas de l'air.

Les Figure 3-8, Figure 3-9 et Figure 3-10 permettent de visualiser la comparaison entre le modèle et la mesure en fonction de la puissance injectée, de la température moyenne du bobinage et de la vitesse de rotation.

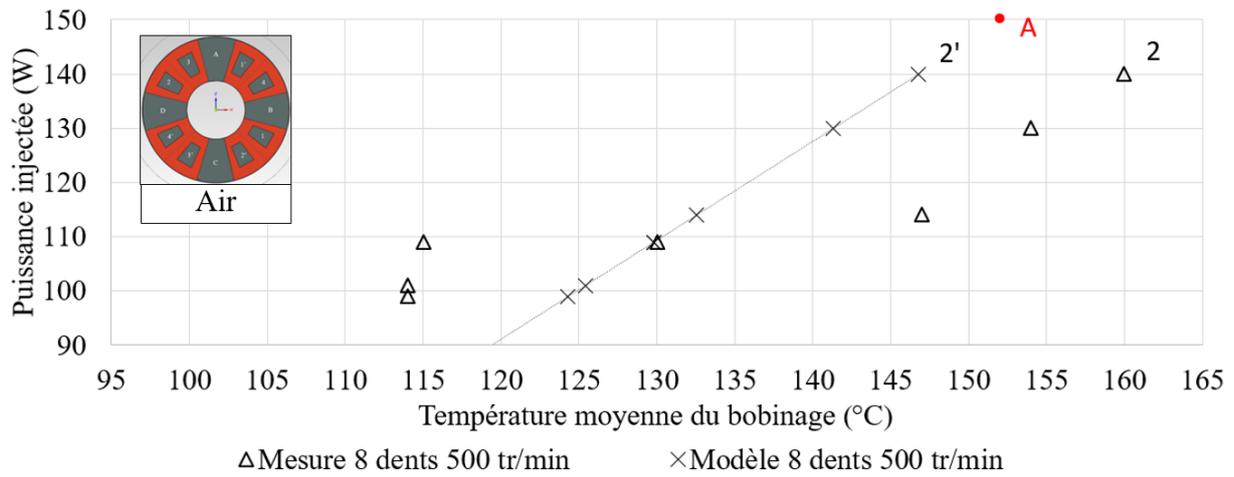


Figure 3-8: Comparaison entre la prédiction du modèle et la mesure à 500 tr/min, pour le cas de l'air.

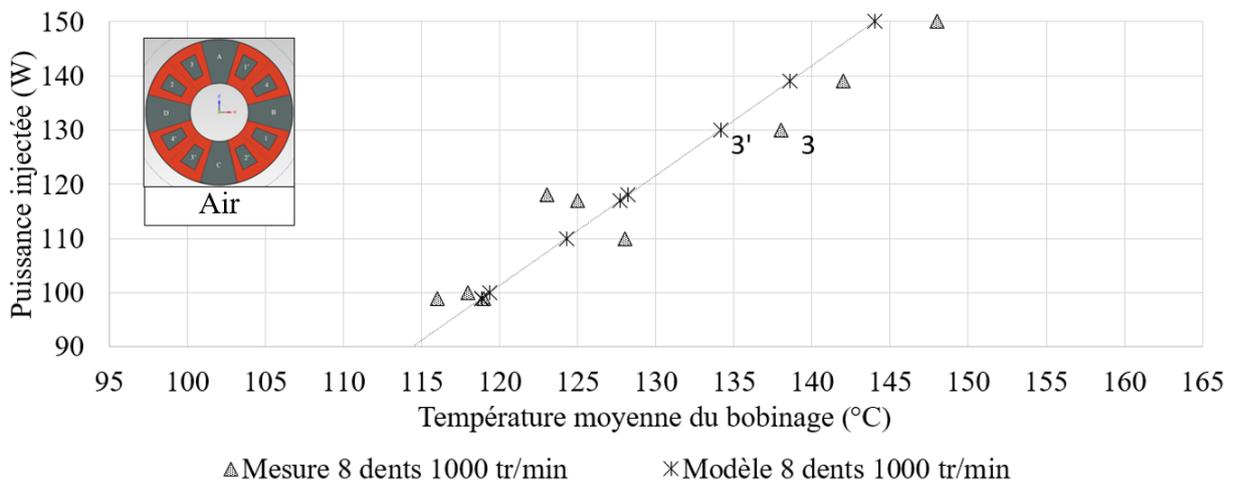


Figure 3-9: Comparaison entre la prédiction du modèle et la mesure à 1 000 tr/min, pour le cas de l'air.

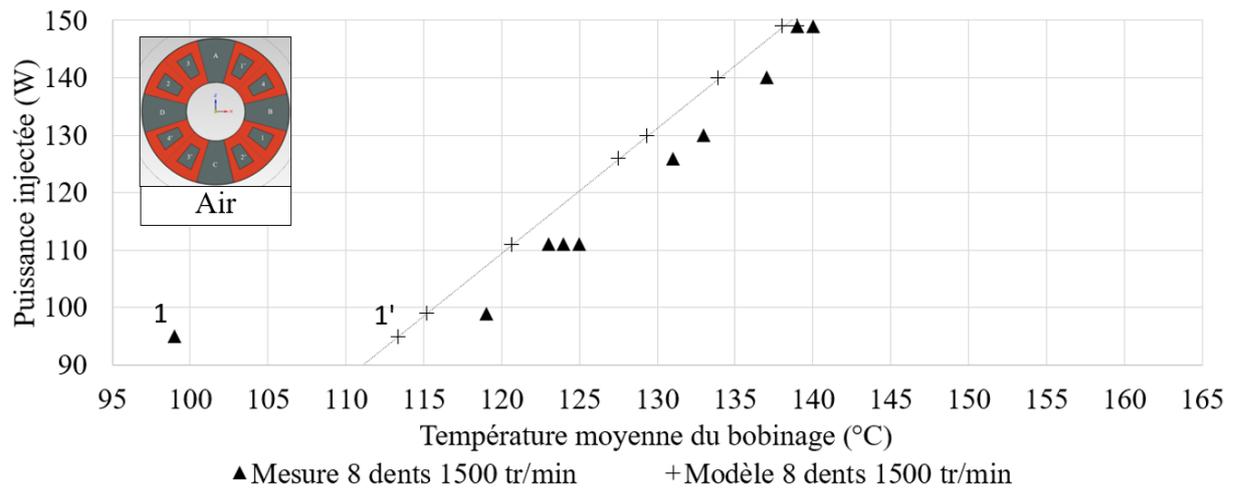


Figure 3-10: Comparaison entre la prédiction du modèle et la mesure à 1 500 tr/min, pour le cas de l'air.

A titre d'illustration, six points de mesure sont mis en avant (le point A sera explicité paragraphe 3.2.1.3) :

Tableau 3-5: Points mis en avant pour la comparaison entre les prédictions et les mesures dans le cas de la convection dans l'air

	P (W)	Ω (tr/min)	Méthode	Remarques
Point 1	95	1 500	Mesure	Il semble que ce point soit une anomalie de mesure au vu de son écart avec le nuage de point
Point 1'	95	1 500	Estimation	Cohérent avec les autres points de mesure. L'écart entre le point 1 et 1' est le plus important
Point 2	140	500	Mesure	le modèle sous-estime d'environ 15 °C la température du bobinage
Point 2'	140	500	Estimation	
Point 3	130	1 000	Mesure	le modèle sous-estime aussi la température de 5 °C environ
Point 3'	130	1 000	Estimation	

De manière générale, le modèle a tendance à sous-évaluer, par rapport aux mesures, la température du bobinage. Cependant cet écart (voir Tableau 3-6) obtenu entre modèle / mesure n'est pas inquiétant vu les incertitudes de mesures. L'écart maximal est obtenu pour le bobinage, puis le carter, la dent et le centre. L'ensemble des écarts est donné dans l'Annexe 7.

Tableau 3-6: Ecarts maximaux, minimaux et moyens en °C entre les températures mesurées et estimées pour le bobinage, le centre, la dent et le carter. Cas de la convection dans l'air.

	Ecart maximal (°C)	Ecart minimal (°C)	Ecart moyen (°C)
bobinage	14,5	0,0	4,5
centre	7,0	1,5	4,0
dent	8,5	2,0	4,0
carter	9,5	0,0	4,0

3.2.1.3 Étude de sensibilité.

Pour vérifier notre modèle sur d'autres points de fonctionnement, nous avons calculé le point correspondant à un essai à 500 tr/min et 150 W. Ce point est représenté par la lettre A sur la Figure 3-8. Il apparaît dans la continuité des prédictions à 500 tr/min et en cohérence avec elles. Il sous-estime les mesures faites à 120, 130 et 140 W à cette vitesse. En revanche il se trouve bien placé par rapport aux essais à 1 000 et 1 500 tr/min, puisque le point estimé est plus chaud que le relevé de température pour ces vitesses, la convection étant moins bonne.

Une étude de sensibilité a été faite en prenant comme hypothèse le cas où la température du bobinage est maximale, pour la prédiction du point à 140 W et 500 tr/min. Les résistances thermiques ont été changées indépendamment, de +/-10 %.

Les quatre résistances les plus influentes sur la température du bobinage sont (Figure 3-11) :

- la résistance de contact entre le bobinage et la dent
- la résistance de convection entre le bobinage et le centre
- la résistance de conduction dans la dent
- la résistance de contact entre la dent et le stator

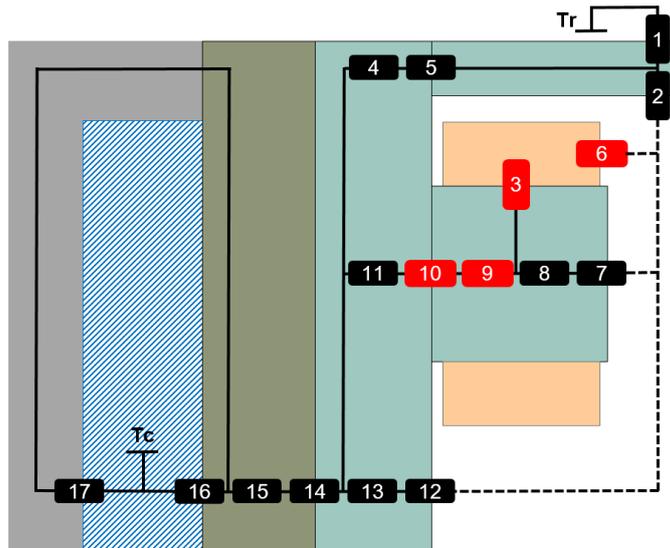


Figure 3-11: Résistances thermiques les plus influentes, d'après le modèle, cas de la convection dans l'air (3-6-9-10).

Les variations de températures engendrées par la variation des résistances restent limitées dans le cas le plus défavorable à $-4\text{ }^{\circ}\text{C}$ soit 3% de la valeur initiale. Cela conforte la solution trouvée d'une part et renseigne sur les résistances les plus influentes permettant de limiter la température dans les bobinages. Ainsi, pour diminuer cette température, il est possible de :

- diminuer la résistance de contact entre le bobinage et la dent, par exemple à l'aide d'une colle thermique,
- diminuer la résistance de contact entre le stator et la dent, par exemple en la supprimant,
- augmenter la convection, avec l'ajout d'un fluide dans l'entrefer,
- augmenter la conduction dans la dent.

Les paramètres qui ne sont pas liés à la convection sont considérés invariants qu'il y ait un liquide ou de l'air dans l'entrefer. Ils sont alors fixés aux valeurs trouvées dans l'identification.

3.2.2 Convection avec le fluide Novec 7300

3.2.2.1 Présentation des essais

Dans le modèle, il y a 12 paramètres inconnus à identifier, sachant que les coefficients de convection sont de la forme :

$$h = \gamma\Omega^{\beta} + J \quad (3.12)$$

Trente et un essais ont été réalisés dans cette configuration avec 500 mL de fluide Novec 7300. Ces essais sont faits pour des vitesses allant de 500 à 1500 tr/min par pas de 500 tr/min et des puissances de 100W à 220 W (Tableau 3-7).

Tableau 3-7: Répartition des essais permettant l'identification des paramètres dans le cas de la convection avec le fluide Novec 7300, chaque X représente un essai. Les essais « basses puissances » sont encadrés en rouge.

Puissance injectée (W)	100	110	120	130	140	150	160	180	200	220
500 tr/min	X	XX	XX		XX					
1000 tr/min	XX	X	X	X	X	XXX	X	X	X	
1500 tr/min	XXX	X	X	XXX		X	X		X	X

Comme le refroidissement est plus efficace avec le fluide Novec 7300 que dans le cas où il n'y a que de l'air, la puissance a été augmentée jusqu'à 220 W, par pas de 20 W. Pour s'assurer que l'identification reste bien valable et précise sur l'ensemble de la plage des vitesses et pas seulement à 1 500 tr/min, deux cas ont été étudiés. L'un considère les essais pour les puissances entre 100 et 150 W, l'autre considère tous les essais effectués.

3.2.2.2 Résultats

Entre 100 et 150 W : modèle « basses puissances ».

Ces essais entre 100 et 150 W correspondent à 25 essais répartis de façon homogène sur la plage de vitesse [0 ; 1 500 tr/min], comme présenté précédemment dans le Tableau 3-7. La convergence de l'algorithme s'est faite avec une fonction objectif de 0,11, soit une précision satisfaisante.

Les résultats sont donnés dans le Tableau 3-8. Ils montrent que la convection est significativement plus forte entre le stator, la dent ou le carter et le centre que celle entre le bobinage et le centre et que dans le cas de l'air. Les ordres de grandeurs sont toutefois plus faibles que ce que nous avons trouvé dans la bibliographie (Tableau 1-1). Nous pouvons dès lors nous interroger sur le fait que la convection se fait avec un changement de phase ou simplement en monophasique.

Tableau 3-8: Résultat de l'identification pour le cas fluide Novec 7300 et les essais entre 100 et 150 W, modèle « basses puissances »

Coefficient de convection (W/m ² K)	Valeur
stator / centre	$0,188 * \Omega^{0,75} + 2461$
dent / centre	$0,188 * \Omega^{0,75} + 2618$
bobinage / centre	$0,166 * \Omega^{0,73} + 198$
carter / centre	$0,185 * \Omega^{0,75} + 1907$

Tout comme pour le cas de l'air, nous avons représenté l'évolution de la température moyenne du bobinage en fonction de la puissance injectée et de la vitesse de rotation du rotor. Quelle que soit la vitesse de rotation, la température initiale du bobinage est de 70 °C et correspond à la température de la boîte à eau. Une fois encore, les évolutions peuvent être assimilées à des

droites et cette fois l'influence de la vitesse est beaucoup moins visible, ce qui est cohérent avec nos essais.

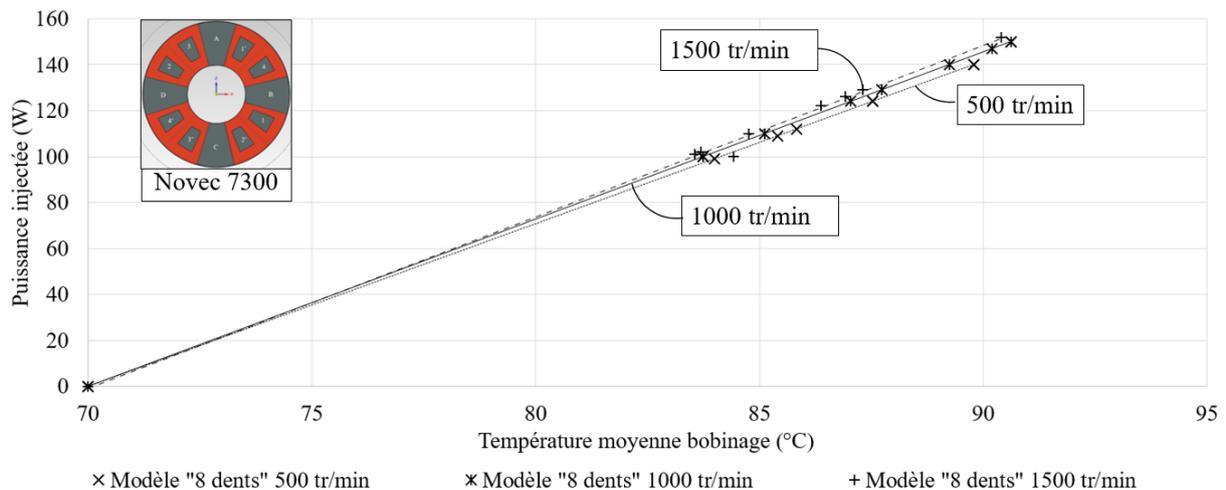


Figure 3-12: Evolution de la température moyenne du bobinage prédite par le modèle en fonction de la puissance injectée et de la vitesse de rotation. Pour le cas du fluide Novec 7300 et les essais « basses puissances »

L'écart maximal mesure / prédiction est toujours obtenu pour la température moyenne du bobinage. Les écarts moyens sont très inférieurs à ceux trouvés pour l'air. La précision est légèrement supérieure pour les vitesses de rotation de 1 000 tr/min. L'ensemble des erreurs est donné dans l'Annexe 7, un résumé est donné dans le Tableau 3-9.

Tableau 3-9: Ecart maximaux, minimaux et moyens en °C entre les températures mesurées et estimées pour le bobinages, le centre, la dent et le carter. Cas de la convection dans le fluide Novec 7300, modèle « basses puissances »

	Ecart maximal (°C)	Ecart minimal (°C)	Ecart moyen (°C)
bobinage	8	0	3
centre	7	0	3
dent	5	1	3
carter	6	0	3

Sur l'ensemble des essais : modèle « 31 essais ».

Cette fois-ci, l'ensemble des 31 essais est pris en compte. La convergence de l'algorithme s'est faite avec une fonction objectif de 0,12, soit une précision satisfaisante. L'identification donne des coefficients de convection plus importants. Les résultats de l'identification sont donnés dans le Tableau 3-10.

Par rapport à l'identification « basses puissances » l'écart maximal entre la prédiction du modèle et la mesure pour le bobinage a été augmenté. En revanche, les autres écarts sont sensiblement les mêmes. Les résultats de la comparaison sont détaillés dans l'Annexe 7, un résumé est donné dans le Tableau 3-11.

Tableau 3-10: Résultat de l'identification pour le cas fluide Novec 7300 et les essais entre 100 et 220 W: modèle «31 essais»

Coefficient de convection (W/m ² K)	Valeur
stator / centre	$0,179 * \Omega^{0,75} + 2995$
dent / centre	$0,36 * \Omega^{0,79} + 2990$
bobinage / centre	$0,167 * \Omega^{0,7} + 210$
carter / centre	$0,189 * \Omega^{0,75} + 574$

Tableau 3-11: Ecart maximum, minimum et moyen en °C entre les températures mesurées et estimées pour le bobinage, le centre, la dent et le carter. Cas de la convection dans le fluide

	Ecart maximal (°C)	Ecart minimal (°C)	Ecart moyen (°C)
bobinage	10	0	3
centre	7	0	2
dent	5	1	3
carter	5	0	2

Erreurs modèles / mesures

Tout comme pour le cas de l'air, les écarts entre les mesures et les prédictions des modèles « basses puissances » et « 31 essais » sont représentés sur des graphiques représentant la puissance injectée dans le bobinage en fonction de la température moyenne de ce dernier et ce pour les vitesses d'essais de 500, 1 000 et 1 500 tr/min.

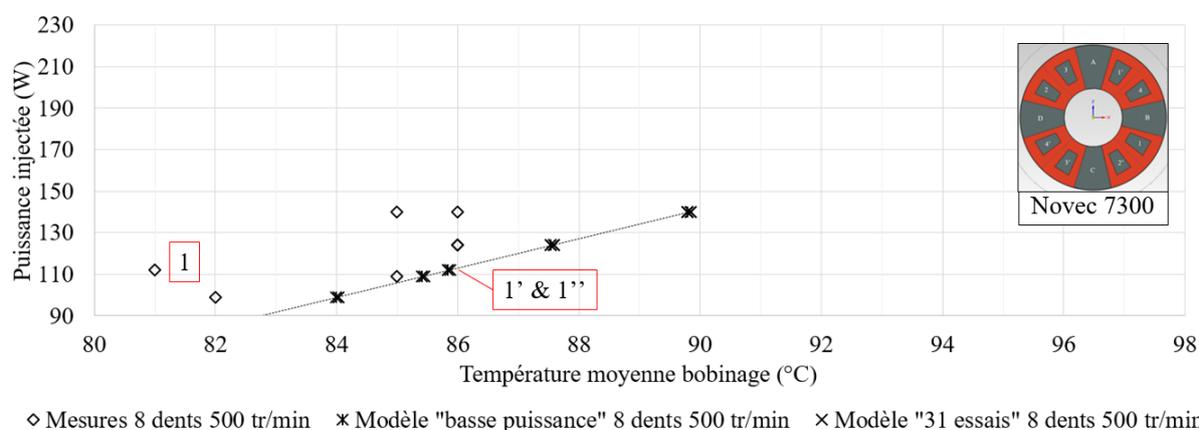


Figure 3-13: Comparaison entre les prédictions et les mesures pour le cas de la convection avec le fluide Novec 7300, à 500 tr/min

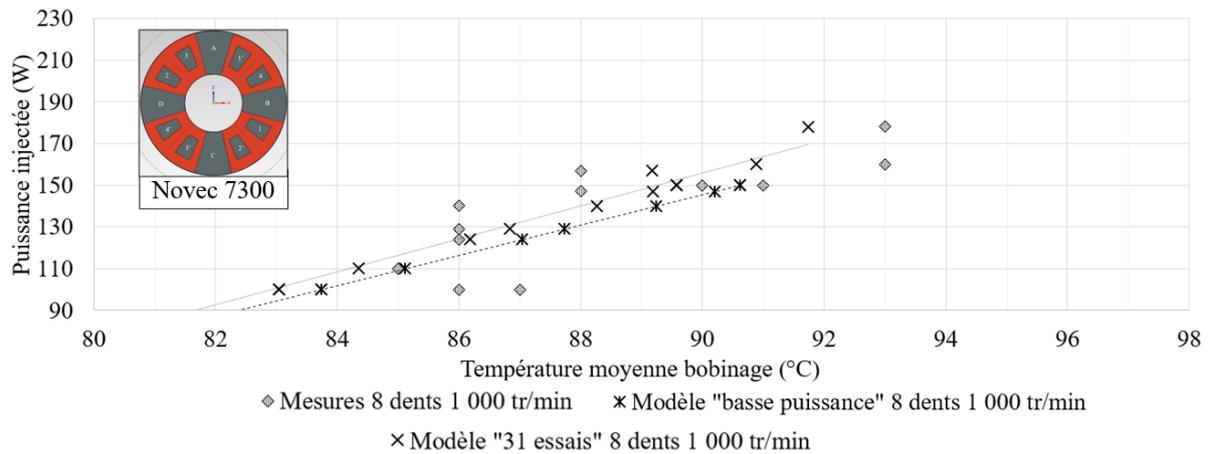


Figure 3-14: Comparaison entre les prédictions et les mesures pour le cas de la convection avec le fluide Novec 7300, à 1 000 tr/min

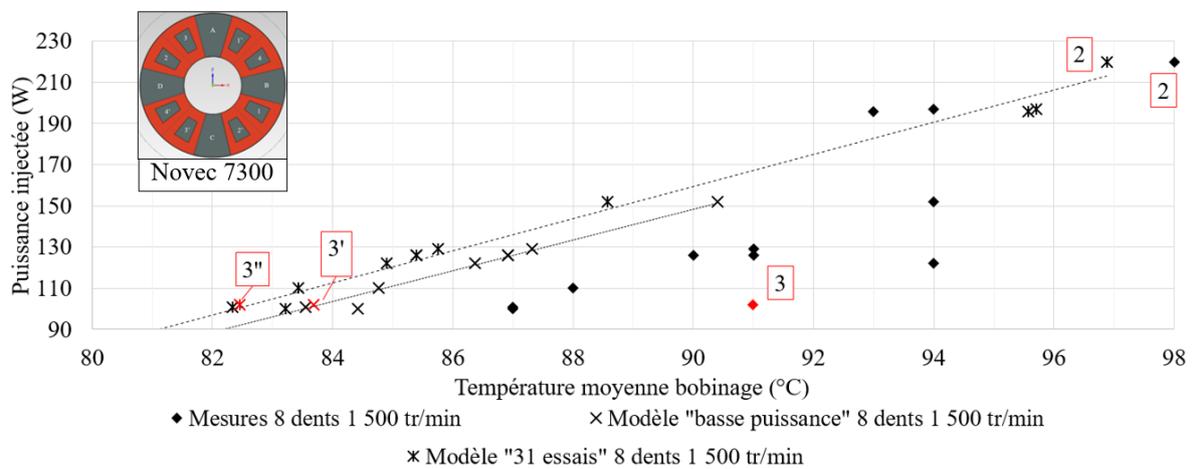


Figure 3-15: Comparaison entre les prédictions et les mesures pour le cas de la convection avec le fluide Novec 7300, à 1 500 tr/min

Pour aider la lecture, 8 points sont mis en avant.

	P (W)	Ω (tr/min)	Méthode	Remarques
Point 1	110	500	Mesure	Les deux estimations sont parfaitement concordantes. Elles surestiment la mesure de presque 5 °C.
Point 1'	110	500	Estimation, modèle « basse puissance »	
Point 1''	110	500	Estimation, modèle « 31 essais »	
Point 2	220	1 500	Mesure	La prédiction sous-estime la mesure de 1 °C ce qui est négligeable.
Point 2''	220	1 500	Estimation, modèle « 31 essais »	
Point 3	100	1 500	Mesure	
Point 3'	100	1 500	Estimation, modèle « basse puissance »	La prédiction sous-estime la mesure de 7 °C.
Point 3''	100	1 500	Estimation, modèle « 31 essais »	La prédiction sous-estime la mesure de 8 °C.

La marge d'erreur entre les prédictions des modèles et les mesures est très acceptable. A faible vitesse de rotation, le modèle est meilleur qu'à fortes vitesses de rotation avec une précision

maximale à 1 000 tr/min. Cela est vrai pour les deux modèles et vient sans doute du fait que c'est la vitesse centrale de nos essais et de notre identification.

3.2.2.3 Etude de sensibilité et évaluation d'essais fictifs

Tout comme pour le cas de la convection dans l'air seul, une étude de sensibilité du modèle a été menée sur l'estimation de la température du bobinage. L'essai à 220 W et 1500 tr/min est celui qui donne la plus forte température. Le comportement est différent du cas de l'air. Cette fois-ci, le flux thermique ne passe plus majoritairement dans la dent. Ainsi, les résistances les plus influentes sont les résistances de contact entre la dent et le bobinage (6), la résistance de convection entre le bobinage et le centre (31) et la résistance de convection dans la boîte à eau (16) (Figure 3-16).

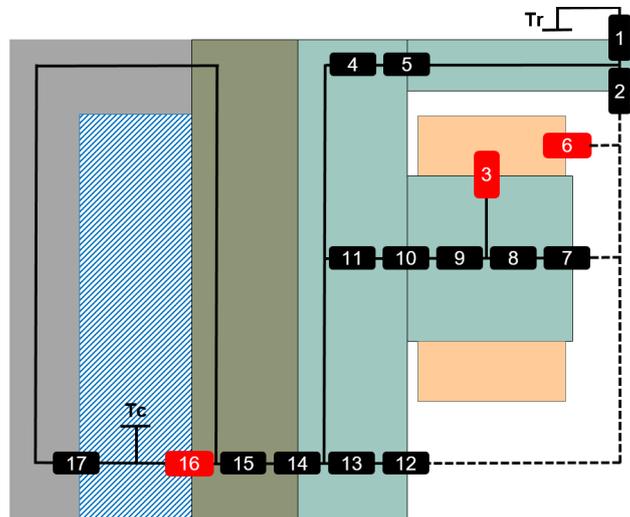
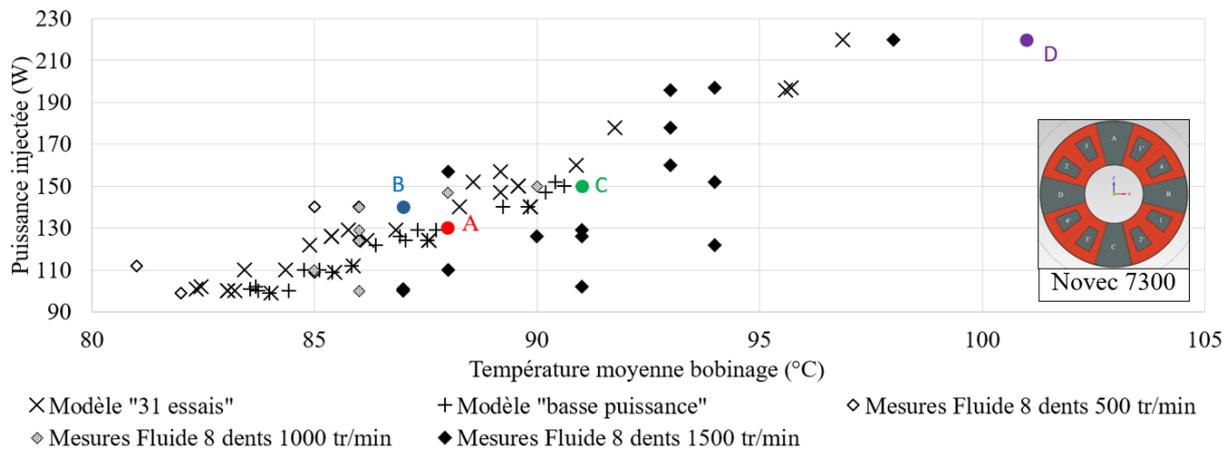


Figure 3-16: Résistances thermiques les plus influentes, d'après le modèle « 31 essais », dans le cas de la convection avec le fluide Novec 7300.

Avec l'identification sur les 31 essais, certains points manquants du tableau ont été prédits

- Point A : 130 W et 500 tr/min
- Point B : 140 W et 1 500 tr/min
- Point C : 150 W et 500 tr/min
- Point D : 220 W et 500 tr/min

Ces quatre prédictions tests sont rapportées sur la courbe comparant les modèles avec les mesures (Figure 3-17). Ces points sont cohérents dans le sens où, une augmentation de puissance, à iso-vitesse, entraîne une hausse de la température moyenne du bobinage (points A, C et D). De plus, une augmentation de la vitesse, à iso-puissance, entraîne une baisse de la température moyenne du bobinage (points A, C et B).

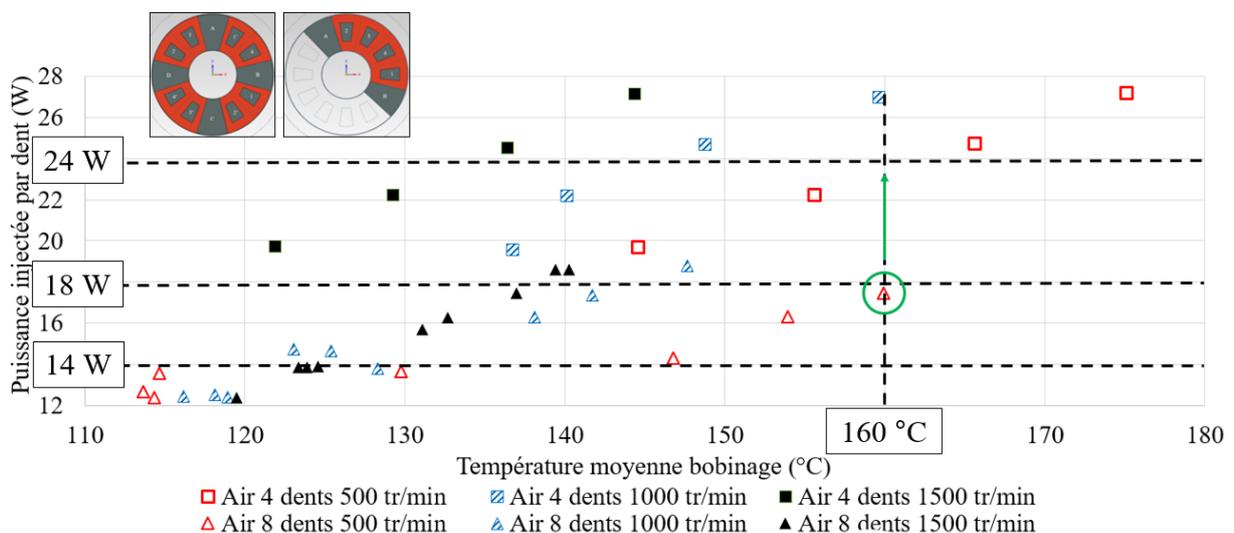


3.3 ETUDE DE LA ROBUSTESSE DES MODELES

La géométrie de la maquette thermique et les puissances mises en jeu, ne sont pas tout à fait celles de la MFA AP considérée, compte tenu des simplifications considérées. L'objet de cette partie est de tester la validité de notre modèle sur une géométrie différente avec des puissances différentes. Pour ce faire, nous avons repris la configuration « 4 dents » présentée dans le chapitre précédent. Notre modèle identifié à partir de la configuration « 8 dents » va nous servir pour prédire de nouveaux essais avec la configuration « 4 dents ».

3.3.1 Comparaison des mesures

En premier lieu, il convient de comparer les mesures entre ces deux configurations. A ce titre, la Figure 3-18 montre les courbes de puissance moyenne dans chaque dent en fonction de la température, pour les configurations « 4 dents » et « 8 dents ».



Nos essais montrent qu'à iso-température, la puissance moyenne pouvant être injectée par dent est supérieure dans la configuration « 4 dents » que celle à « 8 dents ». Ainsi pour une température moyenne de bobinage d'environ 160 °C, il faut injecter 24 W par dent dans la configuration « 4 dents » contre 18 dans la configuration « 8 dents ». En dessous de 14 W par dent, il n'y a plus de réelle influence de la vitesse. Ces faibles puissances n'étant pas atteintes dans la configuration « 4 dents », l'influence de la vitesse sur la température du bobinage est tout le temps visible.

Pour le cas où le refroidissement s'effectue avec le fluide Novec 7300, les résultats montrent une diminution significative de la température par rapport aux essais à air. Les températures moyennes des bobinages sont toutes inférieures à 100 °C, alors que pour le cas de l'air, elles allaient de 115 °C à 175 °C. Ainsi à iso-puissance, la température est nettement plus faible. La représentation des essais avec la configuration « 4 dents » fait apparaître deux zones. La première est obtenue aux puissances par dent inférieures à 40 W. Le nuage de points est similaire au nuage de points pour la configuration « 8 dents » avec un décalage de presque 20 °C. La deuxième apparaît aux puissances par dent supérieur à 60 W avec une pente plus raide (Figure 3-19).

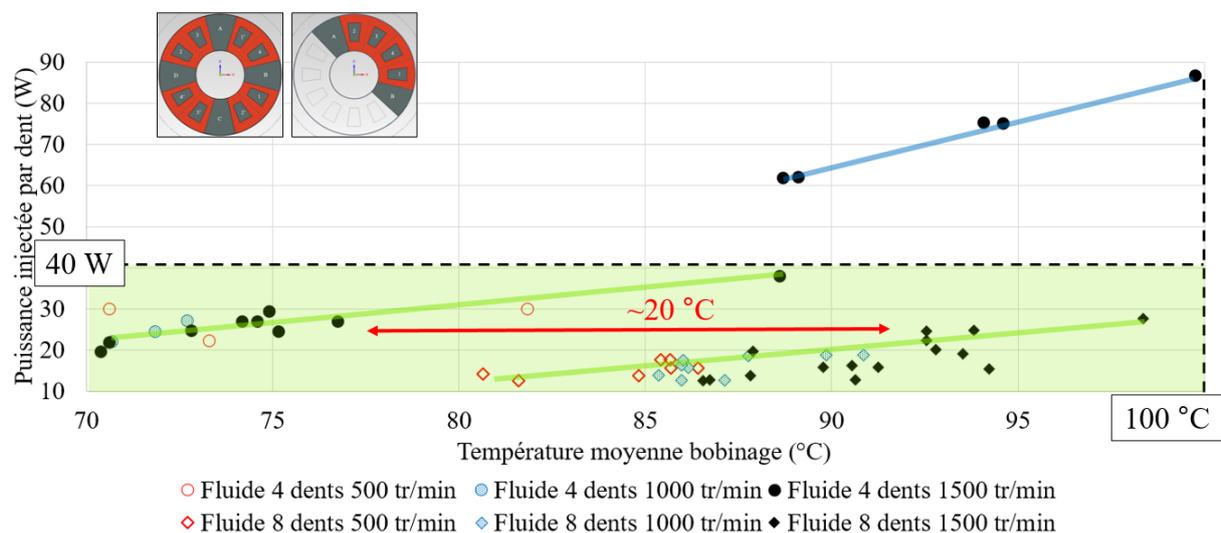


Figure 3-19: Comparaison des essais avec le fluide Novec 7300 dans la configuration « 4 dents » et « 8 dents »

Les différences de configuration modifient la distribution du fluide et la qualité des échanges thermiques dans les bobinages.

3.3.2 Application du modèle dans le cas du refroidissement à air

Le modèle identifié avec les mesures dans la configuration « 8 dents » appliqué à la configuration « 4 dents » a tendance à surestimer les températures moyennes de bobinages

(Figure 3-20). Six points sont mis en avant sur cette figure.

- Le point 1 correspondant à la mesure dans la configuration 90 W et 1500 tr/min. Le point 1' est la prédiction de ce point par le modèle. Cette prédiction surestime la température du bobinage de plus de 15 °C.
- Le point 2 est la mesure dans la configuration 100 W et 1 000 tr/min. Le point 2' est la prédiction de ce point par le modèle. Là encore, le modèle surestime la mesure de presque 15°C.
- Le point 3 est la mesure dans la configuration 80 W et 500 tr/min. Le point 3' est sa prédiction par le modèle. Le modèle surestime encore une fois la mesure mais de 8 °C cette fois-ci.

Ainsi, toutes les prédictions sont surévaluées par rapport aux mesures. Cette surévaluation tend à diminuer avec l'augmentation de la vitesse.

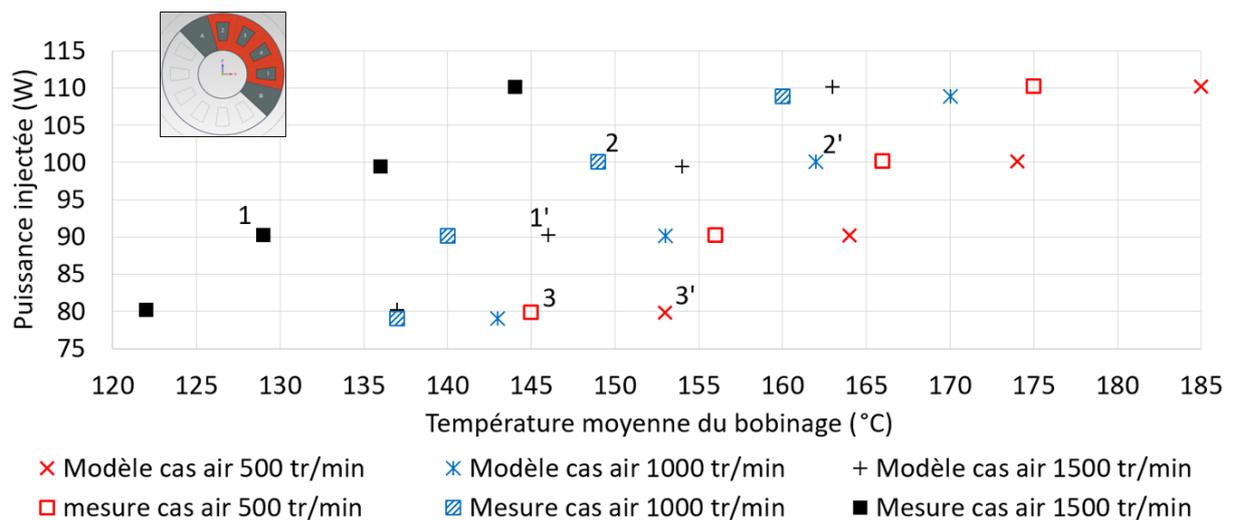


Figure 3-20: Comparaison entre les prédictions du modèle et les mesures pour la configuration 4 dents, cas de l'air

Les écarts entre les prédictions et les mesures restent acceptables puisqu'elles sont au maximum de 13 % (Tableau 3-12).

Dans l'analyse de sensibilité dans le cas de l'air, nous avons montré (paragraphe 3.2.1.3) que la résistance de contact entre la dent et le bobinage a un fort impact sur la température de bobinage. Il est fortement possible que cette résistance thermique ait changé (outre le fait que la surface de contact est plus grande pour huit dents que quatre) car les dents ont été rebobinées entre la configuration « 4 dents » et la configuration « 8 dents ».

En réduisant de 21 % cette résistance de contact, l'écart sur la température du bobinage est

réduite en moyenne de 8,5 % à 3,4 %, et l'erreur maximale n'est plus que de 8,2 %. Cette réduction de la résistance de contact bobinage / dent n'a que peu d'impact sur les autres températures (Tableau 3-12).

Tableau 3-12: Comparaison des écarts maximaux, minimaux et moyens en °C entre les prédictions et les mesures, cas de l'air.

	Ecart maximal (°C)	Ecart minimal (°C)	Ecart moyen (°C)
Bobinage	13,2	4,4	8,5
Centre	18,7	9,2	12,9
Dent	9,1	2,9	6,3
Carter	-4,7	0	-2,1
Rectification du modèle			
Bobinage 2	8,5	-0,6	3,4
Centre 2	17,3	8	11,5
Dent 2	9,1	2,9	6,2
Carter 2	-3,9	1	-1,2

3.3.3 Application du modèle dans le cas du fluide Novec 7300

En gardant les coefficients d'échanges thermiques du modèle « 31 essais », nous avons prédit les températures des bobinages, du carter, de la dent et du centre. Cette fois-ci, le modèle surestime fortement les températures que nous avons mesurées au niveau des bobinages et du carter. Cette erreur est plus importante aux fortes puissances (Tableau 3-13).

Tableau 3-13: Comparaison des écarts maximaux, minimaux et moyens en °C entre les prédictions et les mesures cas du fluide Novec 7300.

	Ecart maximal (°C)	Ecart minimal (°C)	Ecart moyen (°C)
bobinage	53	19,6	33,2
centre	-4,9	0	-0,9
dent	5,9	1,3	0,7
carter	25,7	2,7	9,5

La réduction de la valeur de la résistance de contact entre le bobinage et la dent ne suffit plus à régler le problème. Cette dernière est moins influente au profit de la résistance entre le bobinage et le centre.

Par ailleurs, le comportement aux fortes puissances (puissance par dent > 40 W) semble différent du comportement aux puissances inférieures.

Deux identifications ont été refaites pour trouver les paramètres permettant une bonne cohérence entre le modèle et les mesures.

3.3.3.1 Identification pour la configuration « 4 dents »

Deux cas sont alors considérés. Le premier concerne les essais aux faibles puissances (< 150

W) appelé « modèle BP », le second concerne les essais aux puissances supérieures à 150 W, appelé « modèle FP » (Tableau 3-14).

Tableau 3-14: Récapitulatif des essais pour la configuration "4dents" dans le cas de la convection avec le fluide Novec 7300.

Puissance injectée (W)	80	90	100	110	120	150	200	250	300	325	350
500 tr/min	X	X			X						
1000 tr/min	X	X	X	X							
1500 tr/min	X	X	XX	XXX	X	X		XX	XX		X

3.3.3.1.1 Modèle faible puissance « 4 dents »

Seuls les coefficients de convection sont identifiés. La résistance de contact entre le bobinage et la dent a été fixée à la valeur trouvée pour le cas de l'air.

Tableau 3-15: identification des coefficients des coefficients d'échanges thermique pour le modèle "BP"

Coefficient de convection (W/m ² K)	Valeur
stator / centre	$0,183 * \Omega^{0,75} + 1300$
dent / centre	$0,182 * \Omega^{0,75} + 1715$
bobinage / centre	$0,186 * \Omega^{0,73} + 2470$
carter / centre	$0,184 * \Omega^{0,75} + 1840$

3.3.3.1.2 Modèle fortes puissances « 4 dents »

Pour ce cas, pour limiter le nombre d'inconnues au vu du faible nombre d'essais que nous avons, seul les coefficients C sont identifiés. Les coefficients γ et β sont laissés à leur valeur initiale.

Tableau 3-16: identification des coefficients des coefficients d'échanges thermique pour le modèle "FP"

Coefficient de convection (W/m ² K)	Valeur
stator / centre	$0,184\Omega^{0,75} + 302$
dent / centre	$0,184 * \Omega^{0,75} + 1936$
bobinage / centre	$0,184 * \Omega^{0,75} + 1209$
carter / centre	$0,184 * \Omega^{0,75} + 1895$

3.3.3.1.3 Synthèse

La Figure 3-21 reprend les mesures dans la configuration « 4 dents » et les prédictions faites par les différents modèles présentés.

- La prédiction effectuée par le modèle que nous avons identifié sur la configuration « 8 dents » est notée « modèle cas fluide ». Il diverge fortement des mesures pour les fortes puissances (> 150 W). En revanche, pour les faibles puissances (< 150 W), la prédiction semble avoir la même tendance que les mesures mais avec un décalage de 20 °C ce qui

est cohérent avec les différences de températures mesurées pour ces deux configurations.

- Suite à cela, nous avons modifié la résistance de contact entre le bobinage et la dent, la réponse est notée « modèle Fluide modifié ». Dans le cas de l'air, cette modification a permis d'améliorer les performances de notre modèle mais a un effet limité sur notre modèle dans le cas du fluide Novec 7300.
- Une nouvelle identification, notée « modèle BP » a été faite pour les essais réalisés pour des puissances similaires à la première identification. Le modèle n'arrive pas à descendre en dessous de 75 °C pour la température des bobinages ; ainsi, même si l'écart entre la prédiction et les mesures est faible (entre 5 et 10 °C), l'allure semble fautive. Cette identification interroge sur les erreurs de mesure pour ces essais.
- Une dernière identification, notée « modèle FP » a été faite en considérant les essais aux fortes puissances. Cette fois-ci, seuls les coefficients sortants sont identifiés.

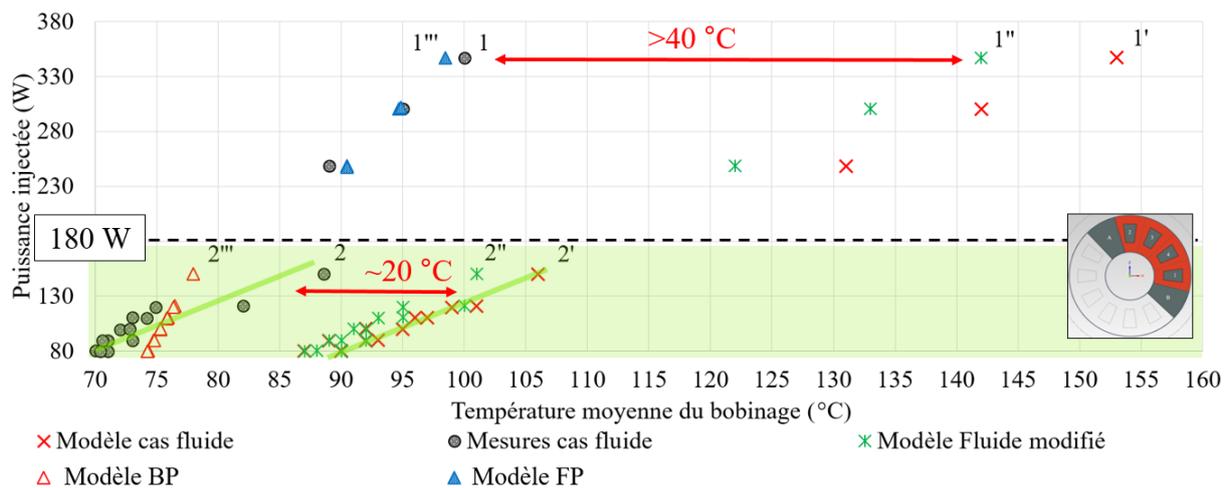


Figure 3-21: comparaison des mesures avec les prédictions des différents modèles pour le cas de la convection dans le mélange air et fluide

3.4 CONCLUSIONS

Un modèle décrivant les échanges thermiques mis en jeu dans la maquette thermique a été développé et mis en œuvre dans cette étude. L'identification de ses paramètres a été faite à partir d'un schéma thermique et d'essais sur la maquette dans sa configuration « 8 dents » en plusieurs étapes.

1. Une identification complète du modèle à partir de la configuration « 8 dents » à air. Elle a permis de montrer que la majorité du flux thermique passe par la dent et peu par le centre de la machine.

2. Deux identifications des coefficients γ , β et J des coefficients de convection pour la configuration « 8 dents » avec le fluide Novec 7300 : une première avec les essais « basses puissances » et une deuxième avec les « 31 essais ». Ces identifications ont donné des résultats quasi-identiques et montrent que le flux thermique passe plus par le centre de la machine que dans le cas de l'air.
3. Des essais de robustesse du modèle identifié à partir de la configuration « 8 dents » en prédisant des mesures faites dans la configuration « 4 dents », d'abord dans le cas de l'air puis dans le cas du fluide Novec 7300. Pour l'air, le modèle semble robuste sur les plages de puissance et de vitesse testées. En revanche pour le fluide Novec, le modèle n'arrive pas à prédire les températures.
4. Deux nouvelles identifications ont alors été réalisées pour la configuration « 4 dents » dans le cas du fluide Novec :
 - une première aux faibles puissances
 - une deuxième aux fortes puissances

Le coefficient J obtenu pour ces deux cas est dix fois plus important rapport à la configuration « 8 dents ».

En conclusion, la quantification des échanges thermiques dans la maquette thermique, qui a été réalisée à partir de la configuration « 8 dents », permet :

- une bonne approximation des points de mesure,
- d'identifier les principaux chemins thermiques dans le cas de la convection avec l'air et de la convection avec le fluide Novec 7300.

Il en ressort que la résistance de contact entre la dent et le bobinage, qui peut facilement être diminuée, est très influente dans le cas de l'air. Pour le cas de la convection avec le fluide Novec 7300, les coefficients d'échange thermique laissent penser qu'il y a surtout des échanges sans changement d'état. Les coefficients d'échange thermique trouvés semblent faibles par rapport aux valeurs trouvées dans la bibliographie.

Par ailleurs, la robustesse du modèle a été testée en prédisant le comportement thermique de la configuration « 4 dents » de la maquette. :

- pour l'air, la prédiction semble correcte,
- pour le cas du fluide Novec 7300, le modèle identifié n'a pas réussi à prédire les mesures.

La convection dans ce deuxième cas ne peut pas être que dépendante de la vitesse. Pour s'affranchir de ce problème, il serait bien, dans des travaux futurs, d'identifier le coefficient d'échange thermique directement et pour chaque essai. Cette méthode devrait sans doute permettre d'identifier des phénomènes en fonction de la vitesse et de la puissance, phénomènes probablement masqués par la forme choisie pour le coefficient de convection thermique.

Néanmoins, la méthode d'identification paraît bonne. Sans aucun doute, une identification sur la vraie MFA dans des conditions de fonctionnement réelles donneront des résultats plus fiables. Cette démarche avait été souhaitée mais n'a malheureusement pas pu être mise en œuvre, le prototype de la MFA AP conçue par T. Boussey n'étant pas disponible.

Dans la suite du mémoire, et malgré les limites exposées, l'identification « 31 essais » faite dans le cas du fluide Novec 7300 sur la gamme de puissance [0 ; 220 W] et sur la gamme de vitesse [0 ; 1500 tr/min] est considérée représentative des échanges qui ont lieu dans la MFA AP.

Ainsi, dans le prochain chapitre, le redimensionnement de la MFA avec ces nouveaux paramètres thermiques sera réalisé.

4 REDIMENSIONNEMENT DE LA MFA AP

L'objectif de ce chapitre est de redimensionner la machine à flux axial synchrone à aimants permanents (MFA AP) considérée avec des hypothèses thermiques en accord avec les valeurs issues de la modélisation. Les hypothèses de pré-dimensionnement (paragraphe 1.2.4) effectuées par T. Boussey dans [6] n'ont pas été reprises.

Le cahier des charges en valeur par unité est donné dans le Tableau 4-1.

Tableau 4-1: Cahier des charges pour la MFA

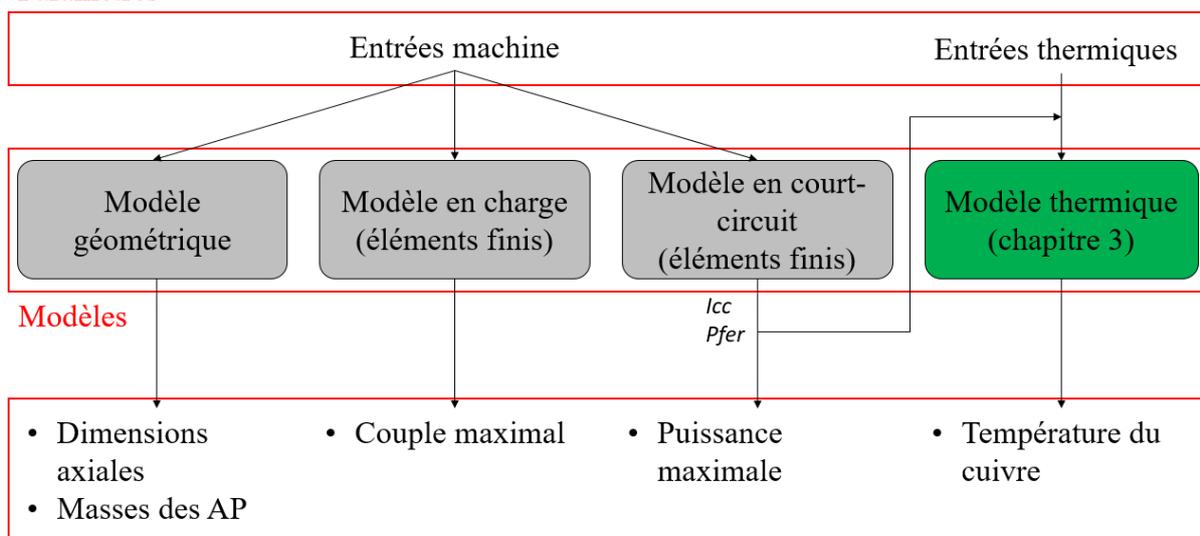
Couple maximal	1 pu
Puissance maximale	1 pu
Température du cuivre	1 pu
Dimensions axiales	1 pu
Masse des AP	A minimiser
Ondulation de couple	<12 % du couple maximal

4.1 MODELES, PLANS D'EXPERIENCES ET FONCTIONS D'APPROXIMATION

Plusieurs modèles sont nécessaires pour déterminer ces grandeurs (Figure 4-1).

- Deux modèles éléments finis permettent d'obtenir le couple maximal, la puissance maximale et le courant de court-circuit maximal.
- Un modèle géométrique permet d'obtenir les dimensions axiales et la masse des AP.
- La température du cuivre est obtenue à partir du modèle thermique nodal développé.

Paramètres



Réponses

Figure 4-1: Couplage et réponses des différents modèles. Les modèles développés par T. Boussey avec un fond gris et le modèle thermique développé dans nos travaux avec un fond vert.

4.1.1 Modèles éléments finis

La méthode de dimensionnement électromagnétique donnée par T. Boussey a été reprise. Cette méthode comporte deux modèles éléments finis. L'un permet d'obtenir le couple maximal et l'autre permet d'obtenir le courant de court-circuit.

Ce premier modèle est développé en formulation magnéto-transitoire. Il s'appuie sur l'hypothèse que le calcul électromagnétique est fait au fondamental du courant d'alimentation. Cela revient à négliger les perturbations qui peuvent être induites par l'onduleur. Ainsi, la valeur obtenue sera la valeur moyenne du couple sur la base de sa première oscillation.

Le deuxième modèle utilise une formulation magnéto-transitoire et permet de déduire le courant de court-circuit maximal, servant de critère thermique. Grâce à ce dernier, on trouve

- la puissance maximale de la machine (Eq.4.1) (avec V_{DC} la tension du bus continu)

$$P_{max} \approx V_{DC} I_{cc} \quad (4.1)$$

- les pertes par effet Joule, puisque le courant de court-circuit en régime permanent est proche du courant démagnétisant.
- et les pertes ferromagnétiques, ces dernières étant calculées avec l'équation de Bertotti.

4.1.1.1 Approximation des modèles éléments finis.

Les modèles éléments finis (EF) étant couteux en temps et peu compatibles avec un processus d'optimisation, il est souhaitable de les approximer par une fonction décrivant leur comportement.

Toute la complexité de cette démarche est d'obtenir des fonctions suffisamment représentatives des modèles. Pour ce faire, nous proposons d'expliciter une fonction via la méthode des plans d'expériences (DOE : *Design of experiments*).

Ce travail a été entrepris en fin de thèse, et de ce fait, nous avons fait une application directe des méthodes DOE proposées par l'outil Hyperstudy™ de la société Altair™, sachant que nous avons des modèles éléments finis fiables sous Flux™. Hyperstudy™ permet d'explorer, de comprendre et d'améliorer des systèmes grâce à la méthode des plans d'expériences couplée à des méthodes d'optimisation. Cet outil est intéressant dans notre cas car il permet une communication facile avec nos modèles Flux™ et notre modèle thermique sous Excel™.

Plage de variations considérées

En premier lieu, il convient de définir la plage de variation des paramètres (représentés sur la

Figure 4-2 et la Figure 4-3). Il est inutilement coûteux en temps de faire varier des paramètres inutiles ; et il est trop restrictif de ne pas faire assez varier des paramètres qui permettraient un gain significatif vis-à-vis du cahier des charges. Par ailleurs, il faut éviter des incohérences et des aberrations géométriques en faisant varier les paramètres dans des valeurs pouvant, par exemple, aboutir à des AP qui se chevauchent. Ces aberrations peuvent être contrôlées en ajoutant des contraintes, cependant cela restreint le choix des méthodes pour le plan d'expérience.

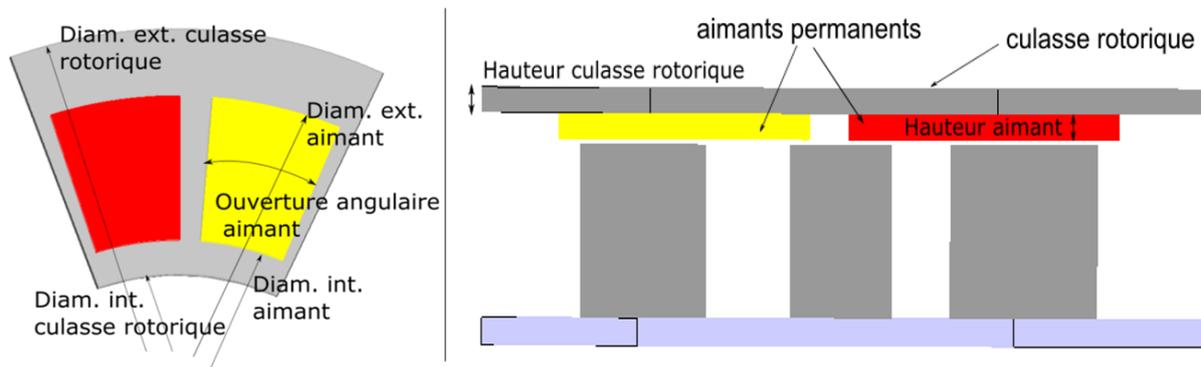


Figure 4-2: Paramétrage du rotor d'après [6]

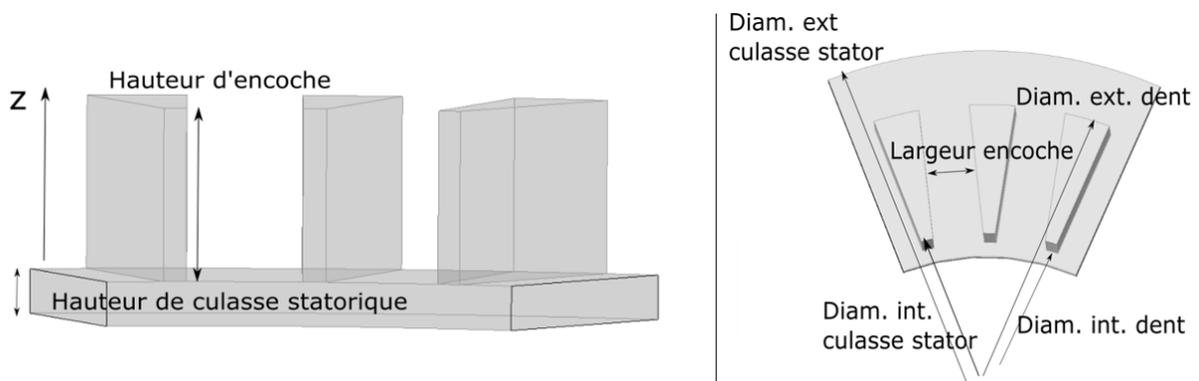


Figure 4-3: Paramétrage du stator d'après [6]

Nous avons considéré trois niveaux de variation pour les paramètres :

- 30% pour les paramètres permettant de satisfaire la contrainte axiale
- 10 % sur l'ouverture des AP et la largeur de l'encoche statorique
- 5 % sur tous les autres paramètres.

L'ensemble des paramètres et leur plage de variation est donnée dans le Tableau 4-2.

Tableau 4-2: Récapitulatif des paramètres et de leur plage de variation

Appellation	Description	Variation (%)
1 NB_TURNS_PER_COIL	Nombre de spires par dent	30
2 PM_BETA	Ouverture de l'AP	10
3 PM_D_EXT	Diamètre extérieur de l'AP	5
4 PM_D_INT	Diamètre intérieur de l'AP	5
5 PM_HEIGHT	Epaisseur de l'AP	30
6 ROT_YOKE_D_EXT	Diamètre extérieur de la culasse rotorique	5
7 ROT_YOKE_D_INT	Diamètre intérieur de la culasse rotorique	5
8 ROT_YOKE_HEIGHT	Epaisseur de la culasse rotorique	30
9 STAT_SLOT_WIDTH	Largeur de l'encoche statorique	10
10 STAT_TEETH_DEXT	Diamètre extérieur de la dent statorique	5
11 STAT_TEETH_DINT	Diamètre intérieur de la dent statorique	5
12 STAT_TEETH_HEIGHT	Hauteur de la dent	30
13 STAT_YOKE_D_EXT	Diamètre extérieur de la culasse statorique	5
14 STAT_YOKE_D_INT	Diamètre intérieur de la culasse statorique	5
15 STAT_YOKE_HEIGHT	Epaisseur de la culasse statorique	30

Plan d'expérience et analyse de sensibilité

Onze types de DOE sont accessibles sur Hyperstudy™, nous ne retiendrons que :

- la méthode « *Tahuchi* »,
- la méthode « *Plackett Burman* »,
- et la méthode « *Modified Extensible Lattice Sequence* ».

Les deux premières méthodes sont des méthodes dites de débroussaillage ou « *screening* ». Ces méthodes considèrent deux niveaux de variation des paramètres et nous les avons envisagés au début de notre étude pour sélectionner les paramètres les plus influents et réduire la complexité de l'étude. Cependant, ces deux méthodes ne nous ont pas permis de simplifier le problème, le nombre de paramètres influents étant trop importants. Ainsi, la méthode *Modified Extensible Lattice Sequence (MELS)* a été choisie. Elle permet une discrétisation uniforme de la plage de variation des paramètres. Ainsi, l'espace de solutions est complètement exploré et rempli de façon homogène.

Le nombre d'expériences minimal garantissant un bon DOE pour cette méthode *MELS* est donné par l'équation (Eq.4.2).

$$Nb_{\min_exp} = \frac{1.1(N + 1)(N + 2)}{2} \quad (4.2)$$

Avec N , le nombre de paramètres d'entrée.

Il est important de choisir un plan donnant une bonne représentation de l'espace de variation des paramètres. Ainsi, nous avons fait trois fois plus d'expériences que le minimum requis, soit 450 expériences.

La Figure 4-4 permet de visualiser la distribution des 450 expériences dans le plan (PM_BETA, NB_TURNS_PER_COIL). La répartition est homogène sur tout le domaine de variation de ces paramètres.

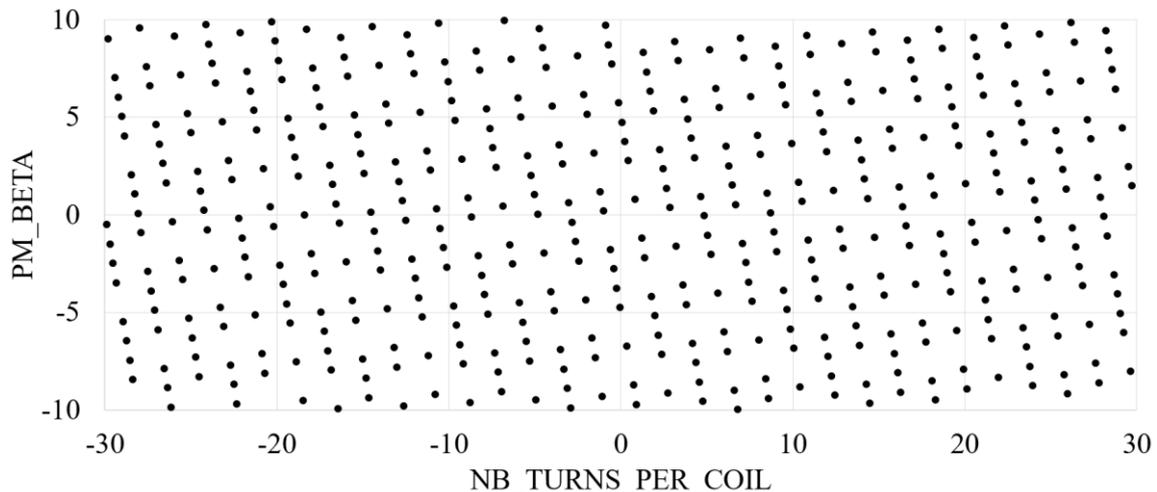


Figure 4-4: Distribution du paramètre PM_BETA en fonction du paramètre NB_TURNS_PER_COIL

L'étude de la sensibilité des réponses en fonction des paramètres est donnée sur la Figure 4-5 et aboutit à la synthèse du Tableau 4-3 suivant. Cette analyse permet de montrer que 2/3 des paramètres sont influents indépendamment à plus de 5 % sur les modèles.

Tableau 4-3: Synthèse des paramètres ayant une influence supérieure à 5% sur les réponses.

Réponse	Paramètres ayant une influence supérieure à 5% sur la réponse. Par ordre d'importance				
Courant de court-circuit et puissance maximale	Nombre de spires par dent	Diamètre extérieur de l'AP	Epaisseur de l'AP	Diamètre extérieur de la dent statorique	Hauteur de la dent
Pertes fer	Epaisseur de l'AP	Ouverture de l'AP	Diamètre extérieur de la dent statorique		
Couple moyen, et les ondulations de couple	Nombre de spires par dent	Diamètre extérieur de l'AP	Epaisseur de l'AP	Largeur de l'encoche statorique	Diamètre extérieur de la dent statorique
Masse des AP	Epaisseur de l'AP	Diamètre extérieur de l'AP	Ouverture de l'AP	Diamètre intérieur de l'AP	
Taille axiale	Hauteur de la dent	Epaisseur de la culasse statorique	Epaisseur de la culasse rotorique	Epaisseur de l'AP	

Les facteurs influents sont différents de ceux trouvés par T. Boussey. Ceci s'explique, d'une part, car nous étudions l'ensemble des paramètres alors qu'il n'avait fait varier que six paramètres et d'autre part, car notre plage de variation des paramètres est plus importante.

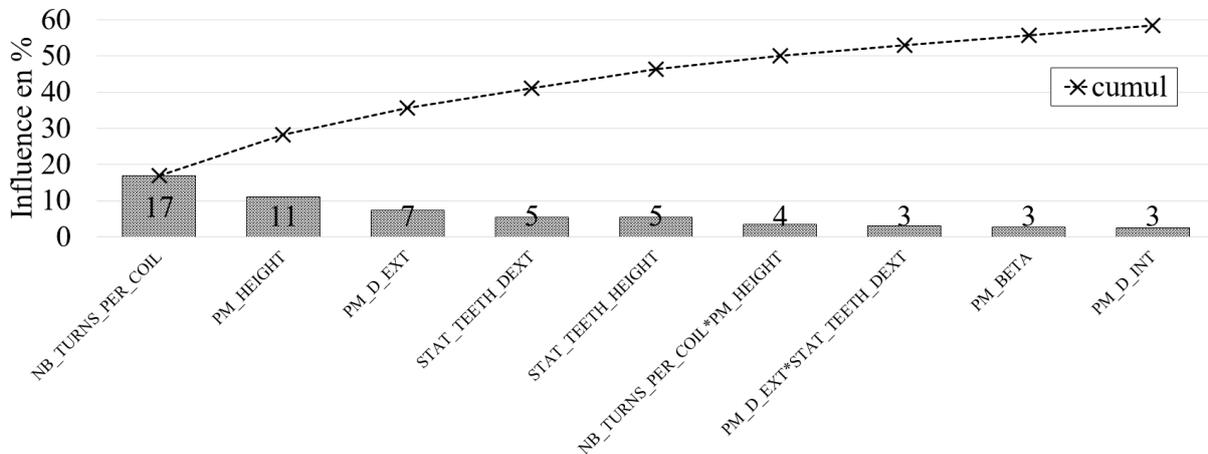


Figure 4-5: Sensibilité du courant de court-circuit maximal en fonction des principaux paramètres

Fonction d'approximation

En vue de l'optimisation, les réponses des modèles éléments finis sont approximées par des fonctions dites d'approximation. La difficulté est de trouver des fonctions représentant le plus fidèlement possible les modèles EF. Idéalement ces fonctions seront trouvées en se basant sur toutes les expériences du plan d'expériences. On note ici toute l'importance du choix d'un bon plan d'expériences.

Si on choisit une approximation polynomiale, le degré du polynôme impacte directement sa capacité à représenter plus ou moins précisément les modèles fins par éléments finis. A titre d'exemple, une fonction d'approximation linéaire ne permettra pas d'approximer un modèle ayant un comportement non linéaire. T. Boussey avait remarqué que les deux modèles étaient trop complexes pour être approximés par un polynôme d'ordre inférieur à du second degré.

La fonction d'approximation choisie sera de type radial (Eq.4.3). La fonction radiale est une combinaison linéaire de fonctions basiques qui permet une bonne approximation des réponses non linéaires mais pas pour les réponses linéaires. Pour remédier à ce problème, la fonction radiale codée dans Hyperstudy™ ajoute un polynôme à cette dernière pour lui permettre d'être aussi performante qu'une approximation par des fonctions linéaires [82].

$$f(x) = \sum_{i=1}^n \lambda_i \psi(\|x - x_i\|) + \sum_{j=1}^n c_j p_j(x) \quad (4.3)$$

Avec :

- n : nombre d'échantillons
- x : vecteur des paramètres
- x_i : ième échantillon
- ψ : fonction de base
- L_i : coefficient pour la ième fonction de base
- p_j : une fonction polynomiale de degré inférieur ou égal à un (constant ou linéaire)
- c_j : sont des coefficients inconnus.

Les spécifications des fonctions d'approximations sont données dans le Tableau 4-4. La majorité des modèles a été approximée par une fonction multi-quadratique avec un polynôme de rectification linéaire. Hyperstudy™ propose d'approximer les pertes fer par une fonction « *Compactly supported (2,1)* » (CS21) et est rectifiée par un terme constant. L'expression de cette fonction est définie dans [83].

Tableau 4-4: spécification des fonctions d'approximations trouvées

Réponses	Type de fonction Radial	Type du polynôme	R^2
Courant court-circuit	multi quadratique	Linéaire	0,995
Pertes ferromagnétique	CS21	Constant	0,986
Couple moyen	multi quadratique	Linéaire	0,995
Couple maximal	multi quadratique	Linéaire	0,991
Couple minimal	multi quadratique	Linéaire	0,991

Plusieurs indicateurs permettent d'apprécier la qualité de la fonction d'approximation, le coefficient de Pearson, autrement appelé R^2 en est un bonne synthèse (Eq.4.4).

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n [y_i - \bar{y}_i]^2}{\sum_{i=1}^n [y_i - \bar{y}]^2} \quad (4.4)$$

Avec n le nombre de mesures, i le numéro de la mesure, y_i la valeur de la mesure i , \bar{y}_i la valeur prédite de la mesure i et \bar{y} la moyenne des mesures.

Concrètement une valeur supérieure à 0,8 est synonyme d'un modèle cohérent. Ainsi la précision est bonne pour toutes les réponses. Cependant, d'autres indicateurs présentés dans l'Annexe 9, tels que la valeur relative de l'erreur moyenne absolue, la valeur maximale de l'erreur absolue, l'erreur moyenne, permettent de donner une indication supplémentaire sur la prédiction des modèles. La valeur maximale de l'erreur sur les grandeurs vaut en particulier :

- 6 % le couple maximal,

- 4 % pour le couple minimal,
- 7 % pour le courant de court-circuit.

Cela peut s'expliquer par le fait que ces valeurs dépendent fortement de la position du rotor, or ce paramètre n'est pas considéré dans notre DOE. Une prise en compte de ce paramètre permettrait de réduire nettement cette erreur mais nécessite un temps de calcul et des ressources de stockage beaucoup plus importantes. Cependant, malgré cette imprécision, les résultats restent cohérents et la sensibilité de ces trois réponses aux différents paramètres étudiés semble respectée.

Ces fonctions d'approximation obtenues pour les modèles EF nous permettent d'envisager d'utiliser des méthodes d'optimisation pour faire le dimensionnement.

4.1.2 Modèle thermique

Ce modèle permet de vérifier l'hypothèse thermique: si avec le courant de court-circuit maximal la température de bobinage reste inférieure à la température limite imposée, alors la machine tiendra thermiquement sur tous les autres régimes. Ce courant de court-circuit maximal est obtenu grâce à une simulation éléments finis en court-circuit à une vitesse maximale de 1 pu.

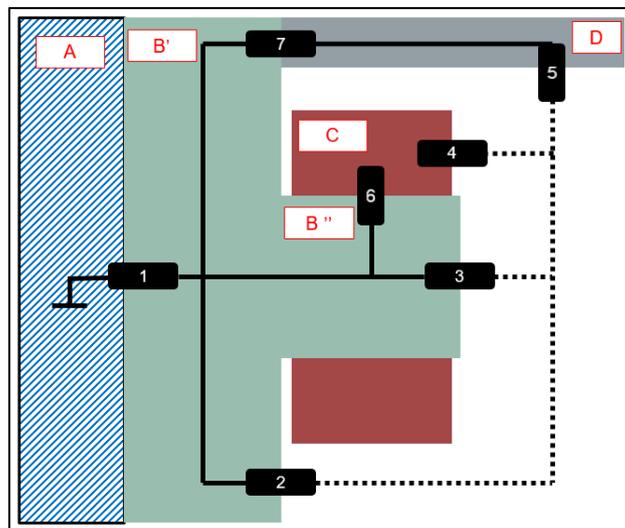


Figure 4-6: Modèle thermique approché de la MFA. Avec (A) la boîte à eau, (B') le stator, (B'') la dent, (C) le bobinage et (D) le carter

La modélisation thermique de la machine a été réalisée de la même manière que dans le chapitre 3 avec une convection dépendant de la vitesse selon les coefficients γ , β et J trouvés. Ce modèle thermique est présenté sur la Figure 4-6. Il comprend :

- une résistance thermique entre le fer et l'eau (R1)
- une résistance de convection entre le stator et le centre de la machine (R2)

- une résistance de convection entre la dent et le centre de la machine (R3)
- une résistance de convection entre le bobinage et le centre de la machine (R4)
- une résistance de convection entre le carter et le centre de la machine (R5)
- une résistance de contact entre le bobinage et le fer (R6)
- une résistance de contact entre le carter et le fer (R7)

4.1.2.1 Simplification du modèle thermique

Nous avons fait varier les surfaces de convection de +/-10 %, variation estimée extrême dans notre étude, afin de déterminer leur influence sur la température du cuivre. Les résultats donnés dans le Tableau 4-5 montrent que cette influence est faible et peut être négligée dans ce cas. Cette variation des surfaces de convection est très peu influente sur la température du cuivre.

Tableau 4-5: Influence des surfaces de convection sur la température du bobinage

Surfaces (m ²)	Variation (%)	Variation sur T _{cu} (°C) (valeur de base 160 °C)
Stator / centre	+/- 10	+3 °C / -2 °C
Bobinage / centre	+/- 10	+2 °C / 0 °C
Dent / centre	+/- 10	+2 °C / -2 °C

Ainsi, à vitesse constante et dimensions constantes, le modèle thermique peut se simplifier. Il peut se ramener à uniquement deux résistances thermiques modélisant les échanges entre le cuivre et le stator et entre le stator et le liquide de refroidissement (voir Figure 4-7). Ces résistances valent respectivement 0,031 K/W et 0,021 K/W. Ces valeurs sont directement issues de notre identification sur la maquette thermique pour le cas du refroidissement avec le fluide Novec 7300.

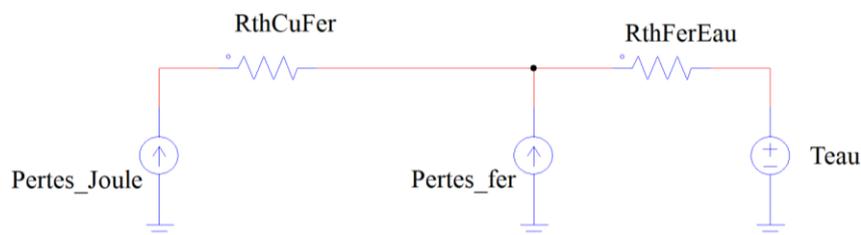


Figure 4-7: Modèle thermique simplifié de la MFA

Le modèle permet le calcul de la température du cuivre en fonction des entrées suivantes en résolvant le système d'équations ci-dessous :

- le courant de court-circuit maximal (issu du modèle EF en court-circuit)
- les pertes fer (issues du modèle EF en court-circuit)
- les caractéristiques du fluide de la boîte à eau

- les caractéristiques thermiques du cuivre du bobinage

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{cu} = P_J * (Rth_{Cufer} + Rth_{ferEau}) + P_{fer} * (Rth_{ferEau}) + T_{eau} \quad (4.5) \\ P_J = 3 * R(T) * I_{CC}^2 \quad (4.6) \\ R(T) = R_{20}(1 + \alpha(T_{cu} - 20)) \quad (4.7) \\ T_{eau} = \frac{P_J + P_{fer}}{c_m * q_m * 2} + T_{in} \quad (4.8) \end{array} \right.$$

4.1.3 Modèle dimensionnel

Les dimensions axiales sont obtenues par la somme algébrique des dimensions axiales des éléments constitutifs de la machine.

La masse des AP est calculée à partir des dimensions géométriques des AP, de leur nombre et de leur masse volumique.

$$Masse_{AP} = \pi \cdot \left[\left(\frac{PM_{D_{EXT}}}{2} \right)^2 - \left(\frac{PM_{D_{INT}}}{2} \right)^2 \right] \cdot PM_{BETA} \cdot PM_{HEIGHT} \cdot \rho_{PM} \cdot Nb_{machine} \quad (4.9)$$

4.2 DIMENSIONNEMENT AVEC LES HYPOTHESES THERMIQUES ISSUES DE LA MODELISATION

4.2.1 Choix de l'algorithme d'optimisation

Les réponses sont contraintes par rapport aux valeurs du cahier des charges et l'objectif est de minimiser la masse des AP. Afin de ne pas trouver une solution locale mais bien la solution sur tout notre domaine de recherche, un algorithme génétique est sélectionné.

A partir d'une population de départ, de critères de sélection et de mutation appropriés, l'algorithme sélectionne la meilleure population pour arriver à la meilleure solution.

Il convient de relancer plusieurs fois l'algorithme avec différents critères et points de départ afin de vérifier la robustesse de l'algorithme vis-à-vis de la solution obtenue. La synthèse des paramètres des différents algorithmes est donnée dans le Tableau 4-6. La population initiale varie de 100 à 2 000 individus répartis de manière aléatoire dans l'espace de recherche. La population élite est de 10 %, le taux de mutation est de 0,01 et l'algorithme introduit aléatoirement de nouveaux individus à chaque génération (de 1 à 10 individus).

Tableau 4-6: Récapitulatif du paramétrage des algorithmes génétiques considérés.

Méthode	Point initial	Recherche globale	Population initiale	Population élite	Population aléatoire
Génétique	A	Haute	100	10%	10
Génétique	B	Haute	1000	10%	3
Génétique	C	Haute	1500	10%	1
Génétique	D	Haute	2000	10%	1

Ce large choix de possibilités fait converger l’algorithme vers une unique et même solution, ce qui nous conforte dans l’idée qu’elle est une solution globale.

A titre d’exemple, pour montrer la bonne convergence de l’algorithme vers une solution unique, la Figure 4-8 représente l’évolution du paramètre NB_TURNS_PER_COIL en fonction du nombre d’itérations. Malgré la différence dans la population initiale (qui se traduit par un point de départ différent pour ce paramètre), l’algorithme converge bien vers une seule et unique solution valant par exemple pour le paramètre NB_TURNS_PER_COIL, -10 % de la valeur initiale.

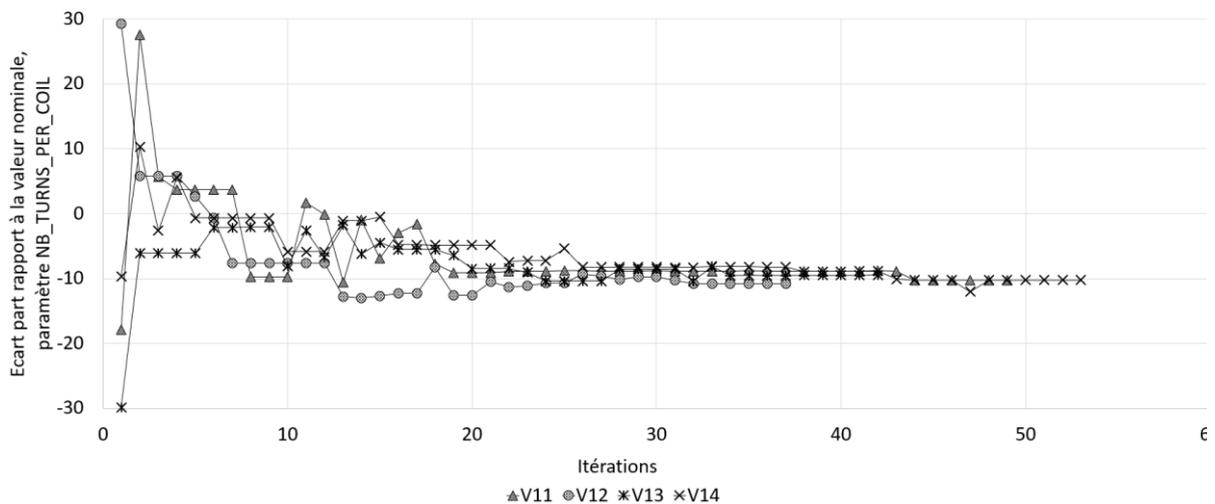


Figure 4-8: Evolution, pour les quatre optimisations, du paramètre NB_TURNS_PER_COIL en fonction des itérations

Les résultats sont légèrement différents d’une optimisation à l’autre tout en conservant les mêmes ordres de grandeur.

4.2.2 Résultats et leurs vérifications

Il convient de tester la solution trouvée en effectuant une simulation éléments finis avec les paramètres issus de l’optimisation sur le DOE. Les solutions trouvées ainsi que leur vérification sont données dans le Tableau 4-7.

Tableau 4-7: Tableau récapitulatif des résultats d'optimisation et de la vérification sur les modèles

Paramètres		Initial	Résultats issus de l'optimisation sur le DOE	Vérification sur les modèles éléments finis
1	NB_TURNS_PER_COIL	1		0,9
2	PM_BETA	1		1,0
3	PM_D_EXT	1		1,0
4	PM_D_INT	1		1,0
5	PM_HEIGHT	1		0,7
6	ROT YOKE D_EXT	1		1,0
7	ROT YOKE D_INT	1		1,0
8	ROT YOKE HEIGHT	1		1,2
9	STAT_SLOT_WIDTH	1		0,9
10	STAT_TEETH_DEXT	1		1,0
11	STAT_TEETH_DINT	1		1,1
12	STAT_TEETH_HEIGHT	1		0,7
13	STAT YOKE D_EXT	1		1,0
14	STAT YOKE D_INT	1		1,0
15	STAT YOKE HEIGHT	1		1,1
Réponses				
	Température bobinage	1	0,8	0,8
	Couple maximum	1	1,0	1,0
	Puissance maximal	1	1,0	1,0
	Dimension axiale	1	0,8	0,8
	Masse d'AP	1	0,8	0,8
	Ondulation de couple	1	1,2	1,9

La solution permet un gain sur la température des bobinages, sur les dimensions axiales et sur la masse d'AP. Ainsi la machine répond au cahier des charges géométrique et thermique avec une réduction de la quantité d'AP utilisée. La contrainte en couple et en puissance est respectée. Cependant, pour les ondulations de couple, l'optimisation a bien respecté le cahier des charges mais la précision du modèle sur cette grandeur n'a pas permis une bonne prédiction. En effet, l'ondulation de couple calculée par les modèle EF est 0,7 pu plus importante que la prédiction. Cette valeur ne respecte pas le cahier des charges.

4.2.3 Solution finale

Les solutions trouvées et testées ne sont pas réalisables. La précision attendue est de l'ordre du millimètre sauf pour les paramètres PM_BETA, PM_HEIGHT, ROT YOKE HEIGHT, STAT_TEETH_HEIGHT et STAT YOKE HEIGHT où la précision est du dixième de millimètre. Ainsi, après avoir arrondi les valeurs obtenues des différents paramètres, la simulation sur les différents modèles éléments finis, nous donnent les résultats présentés dans le Tableau 4-8.

Tableau 4-8: Solution finale du redimensionnement

Valeurs des réponses en pu	Cahier des charges	Résultats dimensionnement T. Boussey	Résultat nouveau dimensionnement
Température bobinage	1,0	1,0	0,8
Couple maximum	1,0	1,0	1,0
Puissance maximale	1,0	1,0	1,0
Dimension axiale	1,0	1,3	1,0
Masse d'AP	1,0	1,0	0,8
Ondulation de couple	1,0	0,6	1,1

En arrondissant les dimensions d'AP à une précision acceptable en fabrication, cela a légèrement augmenté la taille de ces derniers. Ceci a entraîné une diminution notable des ondulations de couple. Cependant cette réponse ne respecte toujours pas le cahier des charges.

Les pertes calculées dans le fer permettent de se faire une idée sur la saturation des matériaux. Ces dernières sont 16 % plus importantes pour le cas de notre redimensionnement. Cela s'explique par l'augmentation des ampères-tours. Afin de limiter ces pertes, le logiciel a augmenté la surface des dents. Cette solution n'a toutefois pas permis de faire aussi bien que la MFA AP considérée du point de vue des pertes fer.

Cette augmentation des ampères-tours conjuguée à la diminution des sections des fils et à la diminution du nombre de spires entraîne une augmentation des pertes par effet Joule de 38 %.

Finalement la machine redimensionnée possède un rendement de 1% moindre que la machine considérée, ce qui n'est pas critique au vu de l'application visée.

4.2.3.1 Bobinage

La machine est bobinée sur dent rapportée. Pour éviter le contact électrique entre les spires, le cuivre est résiné et une feuille d'isolant est insérée entre le bobinage et la dent et entre les bobinages. Le fil de cuivre est choisi parmi une liste prédéfinie, sa section sera tout juste supérieure à celle nécessaire d'après le résultat de l'optimisation. Nous avons représenté ce bobinage sur la Figure 4-9.

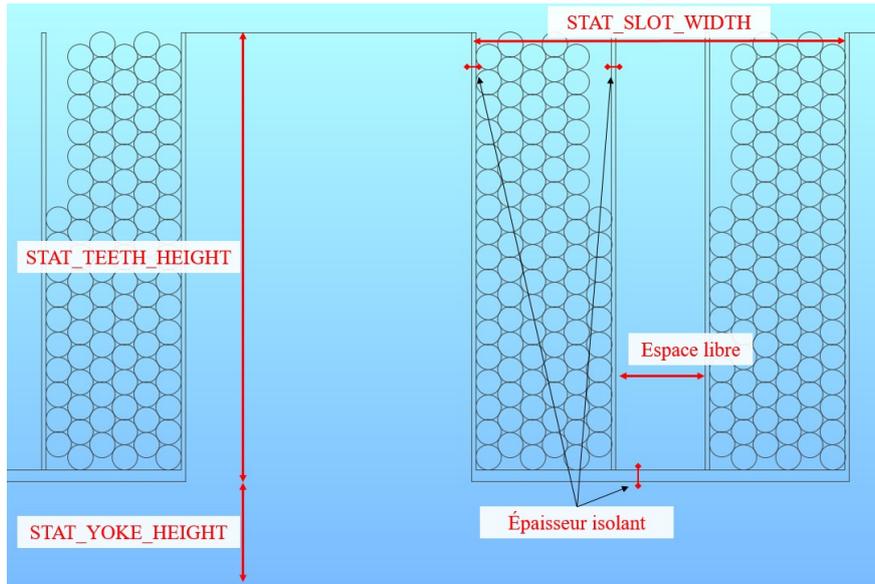


Figure 4-9: Bobinage sur dent rapportée de la MFA redimensionnée.

Cet arrangement de fils fait apparaître un espace libre équivalent à 24 % de la surface d'encoche. Ce dernier peut être utile car l'arrangement proposé, Figure 4-9, fait l'hypothèse d'un bobinage collé au plus près de la dent. Notre expérience dans le bobinage sur dent de la maquette thermique a cependant montré qu'un jeu de l'ordre du millimètre pouvait exister entre les bobinages et les dents surtout du fait des arrêtes des dents. Mais, s'il convient de réduire cet espace libre,

- les dimensions de la dent peuvent être augmentée, cela permettra de réduire la saturation des dents et donc les pertes fer.
- les fils peuvent être espacés entre eux pour améliorer la pénétration du fluide et le refroidissement de la partie intérieure de la bobine, permettant par la même occasion de diminuer les pertes Joule.

4.3 CONCLUSION

Dans cette partie, nous avons redimensionné la MFA AP considérée. Nous avons d'abord présenté les modèles éléments finis déjà construits. En vue de l'optimisation, nous avons simplifié ces modèles par une fonction d'approximation. Ensuite nous avons présenté le modèle thermique et les simplifications que nous avons apportées.

Le tout a été exploré en optimisation pour dimensionner une machine permettant à la fois de satisfaire les performances électromagnétiques et les contraintes du cahier des charges. Le résultat permet

- de garantir les dimensions axiales de la machine
- de diminuer la quantité d'AP utilisée de 21 %
- d'assurer une température de bobinage 20 % inférieure à celle imposée par le cahier des charges.

CONCLUSIONS GENERALES ET PERSPECTIVES

Dans la recherche continue d'amélioration des chaînes de traction, les constructeurs (et les équipementiers automobiles) sont à la recherche de solutions : plus efficaces, plus légères et plus compactes. Les études ont porté essentiellement sur les performances électromagnétiques, que ce soit grâce à des matériaux plus performants (tôles, ou AP), grâce des structures plus adaptées à l'application (machine à flux radial ou axial) ou grâce à la commande de la machine ; et, le tout avec des contraintes plus fortes (NVH, écoconception...). Quant à elle la gestion thermique a plutôt été délaissée. Cependant, cette gestion thermique devient de plus en plus incontournable à mesure que les autres voies d'amélioration arrivent en butées. Ainsi, dans cette thèse, nous nous sommes penché sur de nouvelles opportunités de refroidissement. Plus spécifiquement, nous avons exploré quels étaient les gains et les contraintes d'une solution de refroidissement diphasique, appliquée à la machine à flux axial à aimants permanents (MFA AP).

Dans notre premier chapitre, nous avons fait un état de l'art des machines électriques utilisées dans l'automobile. Il apparaît que la MFA AP est pertinente pour l'hybridation des véhicules. Nous sommes parties des travaux de thèse de Thomas Boussey sur la MFA AP qui nous ont servi de référence. La thermique étant apparue comme étant le point limitant de son dimensionnement, nous avons dès lors investigué les origines des pertes et les moyens de les évacuer. Nous nous sommes penchés sur la convection dans les MFA et sur les travaux permettant l'amélioration du refroidissement des machines. Enfin, nous avons introduit le refroidissement à changement de phase et les gains qu'il peut nous apporter.

Dans le deuxième chapitre, nous avons mené différentes expérimentations afin de comprendre le refroidissement à changement de phase appliquée à une machine électrique. Nous avons commencé par des manipulations de principe avec un fil simple puis une dent bobinée. Nous avons mis en avant les gains apportés par ce procédé de refroidissement et la nécessité de réguler la puissance injectée pour travailler au maximum de ses capacités. Des essais de refroidissement plus fidèles à notre application ont été réalisés sur une MFR AP immergée. Enfin nous avons présenté des essais sur une maquette thermique représentative de la MFA AP considérée, et comparé son comportement thermique dans le cas d'un refroidissement à air ou avec un fluide diphasique.

Dans le troisième chapitre, nous avons proposé un modèle thermique et une méthode pour

identifier les paramètres de ce dernier. L'objectif visé est de modéliser les échanges dans la maquette en vue de redimensionner la MFA AP. Notre modèle a permis de mettre en avant l'importance de certaines résistances thermiques dans les performances de refroidissement. Enfin, nous avons exploité notre modèle dans une configuration différente. Bien que pour le cas de l'air, les prédictions sont tout à fait pertinentes, nous avons montré que pour le cas du fluide diphasique, le modèle doit être affiné pour mieux prendre en compte les effets de forme et la mécanique des fluides.

Pour finir, dans le quatrième chapitre, nous avons redimensionné la MFA AP avec les hypothèses thermiques identifiées dans le chapitre précédent. Grâce à la prise en compte de cette solution technique, nous avons pu satisfaire le cahier des charges tout en diminuant la température des bobinages et la quantité d'aimants permanents utilisée ; et, ainsi montrer et justifier son intérêt

Perspectives

Les travaux entrepris durant cette thèse ont permis de montrer et quantifier l'intérêt du refroidissement à changement de phase appliqué aux machines électriques. Cependant, elles ont également soulevé beaucoup d'autres questions et ouvert des pistes d'investigations.

Le premier axe de perspective concerne les fluides diphasiques et leur mise en œuvre dans le contexte des machines électriques. Notre étude n'a en effet considéré que des fluides commerciaux déjà utilisés pour l'électronique. Ces derniers ne sont pas forcément adaptés à des systèmes ne possédant pas d'enceinte étanche ou avec des liaisons cinématiques. La nature même du fluide doit être compatible avec les systèmes de joints et les contraintes environnementales tout en ayant de bonnes propriétés thermiques. Dans de futurs travaux, il serait intéressant de rechercher des fluides plus adaptés au refroidissement diphasique des machines électriques.

D'un point de vu dimensionnement de la machine, il serait pertinent de maximiser la surface d'échange entre le fil et le liquide pour s'assurer du bon mouillage des bobinages. Cela peut par exemple passer par des machines ayant volontairement un moins bon facteur de remplissage (bobinages plus aérés) mais autorisant une plus forte densité de courant grâce à une meilleure évacuation de la chaleur. Ceci peut être fait en ajoutant des entretoises calibrées au niveau des bobinages.

Ensuite, il conviendra d'utiliser ces fluides sur le prototype de la MFA AP, une fois ce dernier

disponible, pour vérifier toutes nos hypothèses et notamment l'hypothèse thermique sur le courant de court-circuit. En effet avec notre mise en œuvre sans immersion totale, un démarrage en cote demandant un fort couple à faibles vitesses peut s'avérer être plus contraignant (pas de brassage du fluide). Il sera intéressant de tester d'autres mises en œuvre qui permettrait d'être indépendant du mouvement du véhicule (pompe alimentant un spray ou matrice capillaire par exemple) et de le comparer à des solutions plus traditionnelles comme la projection d'huile.

Egalement, notre étude s'est basée sur des mesures réalisées à l'équilibre thermique. Il sera intéressant de la compléter en prenant en compte l'effet dynamique thermique. Les phénomènes transitoires thermiques sont déjà utilisés pour profiter de temps brefs de sursrégimes et sont profitables à l'encombrement surtout dans l'automobile.

Par ailleurs, il conviendra d'approfondir nos travaux sur la régulation de puissance thermique en fonction des capacités de refroidissement afin de prévenir les défauts. Pour cela, nous avons dégager plusieurs pistes de technologies de capteurs. Ces capteurs pourront être couplés à des outils de traitement de l'information basés sur l'intelligence artificielle ou des règles/seuils de détection.

D'un point de vu modélisation, la loi de comportement du coefficient d'échange thermique est limitée par les hypothèses que nous avons prises comme la seule dépendance à la vitesse de rotation ou la forme de la loi choisie. Cependant, d'autres paramètres pèsent assurément sur ce coefficient : le niveau de puissance injectée, la quantité de fluide, la géométrie et l'aérodynamisme de l'entrefer. Il conviendra donc d'identifier et quantifier ces dépendances.

Pour finir nous avons montré dans cette thèse l'intérêt du refroidissement diphasique dans l'amélioration de la machine déjà pré-dimensionnée dans les travaux de T. Boussey. Il sera intéressant de revoir ses choix (topologie, nombre de dents, de pôle...) en prenant en compte ces nouvelles possibilités et de procéder à un nouveau dimensionnement complet de machine.

ANNEXES

Annexe 1. MATERIAUX MAGNETIQUES DURS

Généralités

Il existe quatre principales familles de matériaux pour les AP, les Alnicos, les ferrites dures, les Samarium-Cobalt (SmCo) et les Néodyme-fer-bore (NdFeB). Ces derniers sont définis par trois propriétés magnétiques :

- l'induction rémanente B_r
- la densité d'énergie volumique $(BH)_{\max}$
- le champ démagnétisant de l'induction B (ou champ coercitif) H_{cB}

La courbe de désaimantation (représentée à titre d'exemple sur la Figure 0-1) permet de représenter ces trois caractéristiques sur un seul et même graphique. Par ailleurs, le Tableau 0-1 fait l'inventaire de ces caractéristiques pour les quatre familles précitées. Dans le contexte automobile, où l'enjeu est la réduction des dimensions et l'augmentation des performances, nous comprenons bien pourquoi le choix se porte en majorité sur les NdFeB. Ces derniers possèdent une énergie volumique $(BH)_{\max}$ la plus avantageuse. Notons que les aimants Sm-Co pourraient aussi être retenus. Par ailleurs les technologies d'aimants NdFeB et SmCo sont réalisés à base de terre rare ce qui n'est pas sans poser de problèmes sur l'approvisionnement. Les problématiques quant à l'extraction et les intérêts stratégiques sont données dans [16], [84].

Tableau 0-1 Comparatifs des propriétés magnétiques de plusieurs AP d'après [85]

Famille	B_r (T)	$(BH)_{\max}$ (kJ/m ³)	H_{cJ} (kA/m)
Alnico	1,1 à 1,3	35,8 à 43,8	64 à 103
Ferrites	0,38 à 0,46	25,5 à 40,6	200 à 400
SmCo 1-5	0,82 à 0,87	135,3 à 151,2	960 à 1 600
SmCo 2-17	0,92 à 1,16	159,1 à 254,6	490 à 790
NdFeB	1,0 à 1,3	199,0 à 310,3	880 à 1990

Comportement thermique

La température maximale d'utilisation doit être inférieure à cette température de Curie au-delà de laquelle l'aimant perd son aimantation permanente. Pour les applications à hautes températures, il faut utiliser des aimants à fortes coercivité (obtenue au détriment de l'induction rémanente B_r). La Figure 0-2 montre les courbes de désaimantation des NdFeB en fonction des températures 100, 120, 150, 180 et 200°C. Elle montre en particulier que des températures

supérieures à 180 °C détériorent les AP.

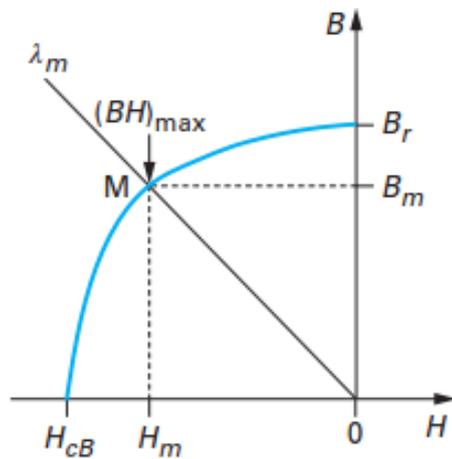


Figure 0-1 Courbe $B(H)$ de désaimantation d'un aimant permanent d'après [85]

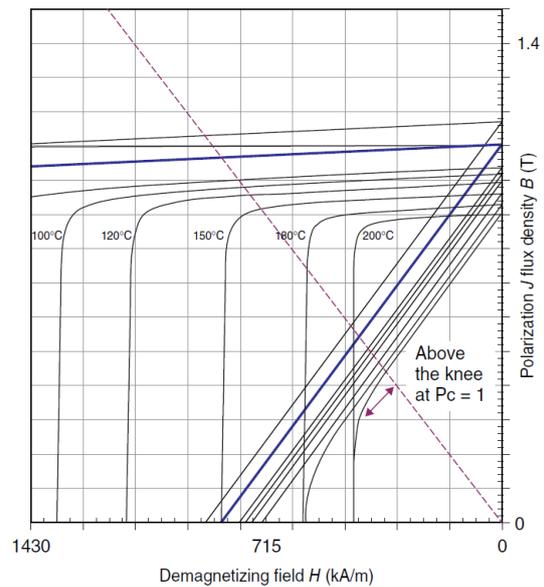


Figure 0-2 Courbes $J(H)$ et $B(H)$ de désaimantation des NdFeB en fonction de la température d'après [85]

Les propriétés mécaniques

La majorité des aimants sont fragiles. Les NdFeB et le SmCo sont par ailleurs très durs. Le coût d'usinage de ces aimants est donc assez élevé.

Solutions pour limiter l'usage des aimants

L'intérêt d'avoir des machines possédant les mêmes performances que les MS AP mais sans les inconvénients des terres rares est un enjeu majeur. Le projet européen DEMETER (DEMETER, 2018) cherche par exemple des solutions concernant le recyclage des AP pour une réutilisation dans les VHE. Une analyse de plusieurs technologies de machine utilisant peu ou pas d'aimants permanents est faite dans [86].

Le néodyme a pour particularité d'augmenter la puissance de l'aimant tandis que le dysprosium et le praséodyme ont pour rôle d'améliorer les propriétés magnétiques des AP à hautes températures ainsi que la résistance à la corrosion.

Annexe 2. TECHNOLOGIE DE MACHINE POUR VEH

Machine à courant continu (MCC)

Nous considérons la MCC présentée dans la Figure 0-3 pour présenter cette technologie. Cette MCC possède au stator un pôle magnétique sud et un pôle nord générés par un bobinage

alimenté par un courant continu (excitation) ce qui permet de créer un champ magnétique constant. Le bobinage rotor est constitué de conducteurs alimentés aussi en courant continu (induit) par un système de balais/collecteurs de telle sorte que le champ d'induction magnétique généré soit en quadrature de phase par rapport au champ d'induction magnétique du stator.

L'angle entre les champs rotorique et statorique étant fixe par construction, le couple ne dépend que du courant d'excitation (au stator) et il ne reste que ce courant d'excitation pour piloter la machine. Cela permet d'avoir le couple maximum disponible dès le démarrage de la machine et avec une alimentation séparée pour le rotor et le stator, l'intensité des champs de ces derniers peut être pilotée de façon indépendante.

L'alimentation se fait en courant continu et rend ainsi sa mise œuvre très facile directement avec une batterie. Ainsi, l'alimentation des conducteurs au rotor et au stator peut se faire avec une seule source d'électricité.

Cependant, le système de balais/collecteurs peut provoquer deux problèmes qui limitent l'utilisation de la MCC en hautes vitesses. Des problèmes de défaillances mécaniques découlant du frottement et des problèmes électriques liés à la décharge instantanée des inductances du bobinage du rotor. Il existe néanmoins des techniques pour corriger ces phénomènes électriques: par exemple en décalant les balais ou en ajoutant des enroulements de compensation ou encore en ajoutant des pôles auxiliaires de commutations.

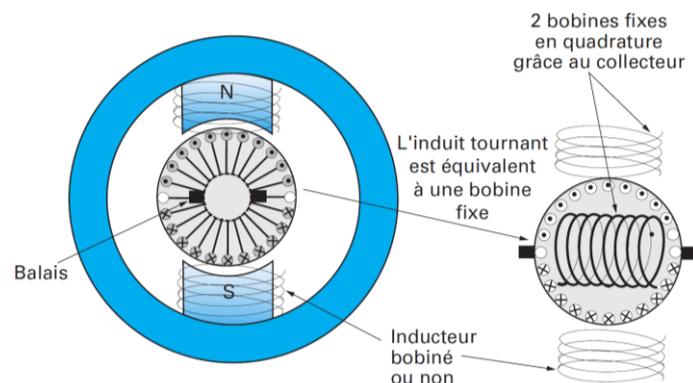


Figure 0-3: Machine à courant continu d'après [87]

Le principe de fonctionnement de la MCC est simple. Il est possible directement avec une unique alimentation continue (on parle alors d'excitation série), comme une batterie, ce qui en a fait une excellente candidate pour la propulsion des VEH à l'époque où l'électronique de puissance n'existait pas. Cette technologie de machine a donc été la première, dès 1880, à propulser les véhicules électriques.

Machine asynchrone (MAS)

Une machine asynchrone (à induction, MAS) est brevetée par Nikola Tesla dès 1887 et fonctionne grâce à l'invention du système triphasé de tensions alternatives. Ce type de machine est devenu prépondérant dans l'industrie et est présent dans une multitude d'applications, aussi bien industrielles que domestiques.

Dans cette technologie de machine, le champ magnétique créé par le stator est tournant grâce à une alimentation polyphasée alternative. Le rotor est fait de conducteurs en court-circuit dans lesquels sont générés des courants sous l'action du champ magnétique créé dans le stator. Les courants rotoriques génèrent alors un champ magnétique au rotor qui s'opposera au phénomène lui ayant donné naissance (loi de Lenz). Le rotor a donc la particularité de ne pas avoir de champ magnétique propre. Ainsi, le rotor ne peut pas tourner à la même vitesse que le champ tournant statorique. Le glissement donne la différence entre la vitesse du champ statorique et le champ rotorique.

Comme la machine n'a pas de champ propre au rotor, elle est commandable seulement par l'alimentation des enroulements statoriques. De plus, comme il faut d'abord aimanter le rotor avant de pouvoir produire un couple, la MAS ne possède pas un fort couple de démarrage et consomme beaucoup d'énergie réactive ce qui dégrade ses performances.

Il existe plusieurs technologies de rotor, parmi elles

- le rotor bobiné qui comprend un bobinage triphasé, semblable à celui du stator, placé dans les encoches. Il est composé de trois enroulements raccordés en étoile ; l'extrémité libre de chaque enroulement est reliée à une bague tournant avec l'arbre. Ces bagues permettent, par l'intermédiaire de trois balais, d'insérer une résistance extérieure en série avec chacun des trois enroulements lors du démarrage du moteur. En fonctionnement normal, les trois balais sont en court-circuit.

- le rotor à cage dans lequel le circuit est fait de barres conductrices (cuivre, bronze ou aluminium). Ces barres sont réparties de manière régulière et fermées par deux couronnes métalliques. Ce type de moteur est plus courant que le rotor bobiné, car il est plus facile à construire. Cependant il ne permet pas d'installer de rhéostat au démarrage, il a donc besoin d'un courant élevé pour un faible couple de démarrage. Le rotor à double cages avec une des résistances très élevées est placées près de l'entrefer, l'autre noyée dans le fer a une inductance de fuite supérieure à la première permet d'améliorer le couple et le courant de démarrage.

Cette machine est notamment utilisée dans la Chevrolet Malibu Eco, la Mahindra e2o, la Toyota Rav 4 EV, les véhicules Buick possédant la technologie eAssist ainsi que les modèles Tesla

Machine synchrone à rotor bobiné

Le stator de la MS RB est alimenté de la même façon que la MAS et la MS AP, avec des courants polyphasés alternatifs. Le rotor est comme son nom l'indique bobiné et est parcouru par un courant continu. Tout comme la MCC, l'alimentation du rotor possède des défauts qui impacteront son rendement qu'elle soit réalisée avec un système de bague balai ou avec une génératrice et un redresseur. De plus l'alimentation du rotor entraîne des pertes joules qui seront difficiles à évacuer. La MS RB possède cependant l'avantage d'avoir deux sources de champ commandables ce qui lui permet d'être performante sur une large bande de vitesse.

Cette technologie est utilisée par Renault dans son véhicule électrique phare, la ZOE, et dans les déclinaisons électriques de ses autres modèles comme le Kangoo, le Master et la Twingo. De nombreux travaux ont été réalisés par Renault pour assurer le bon refroidissement du rotor qui est le siège de pertes par effet Joule, ils sont cités dans notre manuscrit.

La machine à réluctance variable

L'alimentation du stator d'une MRV se fait également avec une alimentation polyphasée alternative. Le rotor n'a pas de champ magnétique propre. Comme dans toutes les machines, le champ généré par les dents du stator se reboucle sur lui-même en choisissant le chemin qui oppose le moins de résistance. Le rotor est ainsi fait qu'il possède des chemins à fortes réluctances (équivalent à une résistance électrique en magnétique) qui s'opposent au flux magnétique et des chemins à faibles réluctances qui favorisent peu au passage du flux.

La commande de cette machine se fait par le stator et est compliquée. C'est une machine qui est bruyante et qui possède de fortes ondulations de couple.

Annexe 3. COEFFICIENT DE FRICTION POUR LA MACHINE A FLUX RADIAL

Le coefficient de friction, pour une machine à entrefer cylindrique, a été étudié dans [88]. Les coefficients trouvés pour un écoulement turbulent s'expriment :

$$C_f = \left\{ \begin{array}{ll} 0.515 \frac{\left(\frac{g}{r_0}\right)^{0.3}}{RE_g^{0.5}} & \text{pour } 500 < RE_g < 10^4 \\ 0.0.325 \frac{\left(\frac{g}{r_0}\right)^{0.3}}{RE_g^{0.2}} & \text{pour } RE_g > 10^4 \end{array} \right\} \quad (\text{A.1})$$

Annexe 4. CALCUL DE LA CONVECTION DANS UNE MACHINE A FLUX RADIAL

Cas de l'entrefer lisse, sans écoulement axial

Dans ce cas, la machine ne possède aucune rugosité dans l'entrefer, au rotor tout comme au stator. De plus, il n'y a aucune entrée d'air se déplaçant axialement dans l'entrefer. Cela est quasiment le cas dans les machines longues.

C'est grâce au nombre de Taylor modifié $(Ta)_m$, que la détermination du nombre de Nusselt se fera. Ainsi, quatre cas seront possibles et sont représentés sur la Figure 0-4.

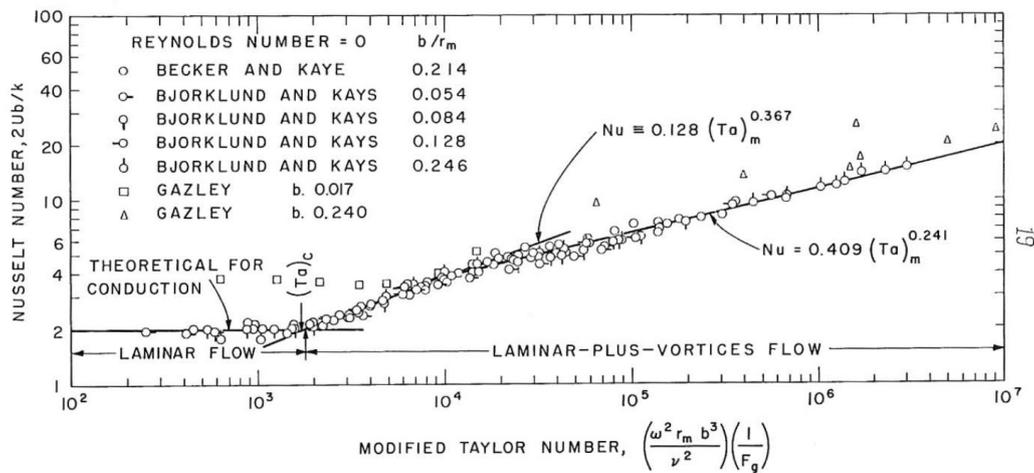


Figure 0-4: Nombre de Nusselt en fonction du nombre de Taylor modifié d'après [89]

Au faible nombre de Taylor (< 1700), les échanges se font par conduction. Le gradient de température est alors linéaire entre le rotor et le stator. Pour ce cas

$$Nu = 2 \quad (A.2)$$

Si le nombre de Taylor augmente (i.e. pour une machine aux dimensions géométriques données et pour une augmentation de la vitesse de rotation), des tourbillons apparaissent. Ces tourbillons représentés Figure 0-5 & Figure 0-6 vont augmenter les échanges. Le nombre de Nusselt évoluera ainsi tel que

$$Nu = 0.128 (Ta)_m^{0.367} \quad (A.3)$$

Si le nombre de Nusselt continue d'augmenter et dépasse $>10^4$, les tourbillons vont se mettre à onduler (Figure 0-6, Figure 0-5) et vont modifier le nombre de Nusselt qui sera alors déterminé par

$$Nu = 0.409 (Ta)_m^{0.241} \quad (A.4)$$

Ensuite, l'écoulement devient turbulent (à partir de 10^7). Il n'y a plus de prévisions possibles quant aux échanges thermiques.

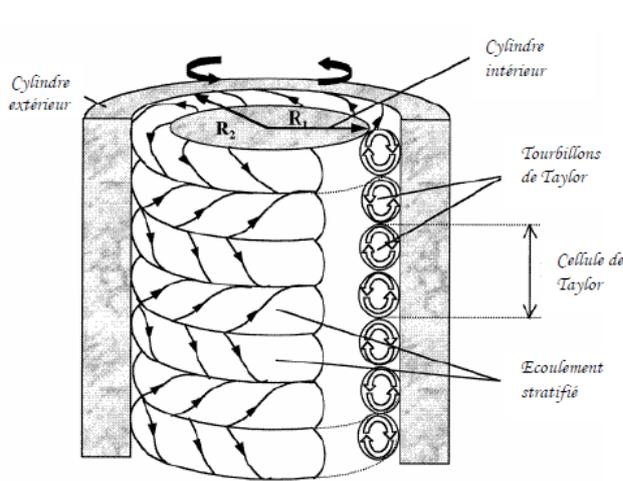


Figure 0-5: Tourbillons de Taylor d'après [90]

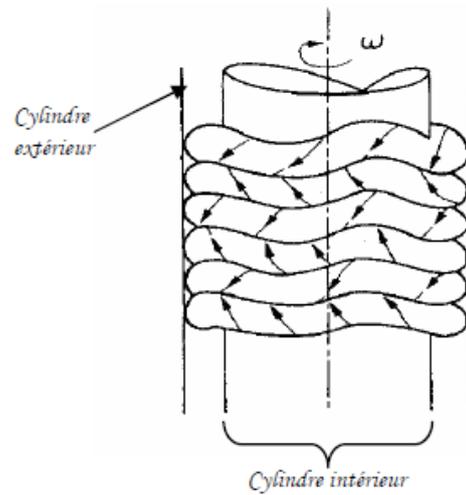


Figure 0-6: Ondulations des tourbillons de Taylor avant l'écoulement turbulent d'après [90]

Cas de l'entrefer non lisse sans écoulement axial

Ce cas prétend prendre en compte la rugosité de l'entrefer. Cette rugosité peut être due aux dents statoriques / rotoriques, ou des aimants en surface. La difficulté de déterminer les échanges thermiques, vient du fait qu'ils existent plus de paramètres : les rainures peuvent être soit sur le rotor, soit sur le stator, soit à la fois sur les deux. Elles peuvent être profondes ou non, larges ou non, etc. Les écoulements axiaux ne sont pas pris en compte.

Ici, on détermine un entrefer équivalent et un diamètre équivalent pour se rattacher à ce que l'on connaît déjà.

Le nombre de Taylor se calcule de la même manière que pour le cas entrefer lisse sans écoulement axial. Le nombre de Nusselt se détermine ensuite en reprenant les corrélations [91].

$$Nu = 0.132(Ta)^{0.3} \quad \text{si } 6000 < Ta < 1.4 \cdot 10^6 \quad (\text{A.5})$$

$$Nu = 0.029(Ta)^{0.4} \quad \text{si } 4 \cdot 10^6 < Ta < 2 \cdot 10^7 \quad (\text{A.6})$$

Cas de l'entrefer avec écoulement axial

Un écoulement axial existe ou n'est plus négligeable lorsque la machine est courte ou lorsque l'on rajoute un ventilateur sur l'arbre rotor.

La structure de l'écoulement va être la résultante de l'écoulement axial et de l'écoulement lié à la rotation du rotor. Tout comme ce dernier, l'écoulement axial va dépendre de beaucoup de paramètres. Si on considère que le rotor ne tourne pas, mais qu'il y a de l'air injecté dans l'entrefer (c'est-à-dire qu'il n'y a pas d'écoulement lié à la rotation du rotor), les vecteurs vitesses sont uniformes à l'entrée de l'entrefer avant de se répartir différemment en raison des couches limites du stator et du rotor. Notons que la taille des couches limites dépendent de paramètres tels que la température, la vitesse de rotation et les caractéristiques du fluide.

La bibliographie nous ne nous permet pas d'extraire des formules générales pour calculer les échanges dans ce cas.

Annexe 5. ETUDE EXPERIMENTALE

Caractérisation thermique fil de cuivre

La résistance électrique du fil de cuivre varie en fonction de la température de ce dernier comme :

$$R(T) = \rho_{20} \frac{L}{S} (1 + \alpha(T - 20)) \quad (\text{A.7})$$

Avec :

- ρ_{20} la résistivité du cuivre à 20 °C
- L la longueur du fil
- S la section du fil
- α le coefficient de température

La caractérisation du fil a été réalisée dans une étuve. Les coefficients pour le cas de l'expérience sur le fil simple immergé et pour le fil utilisé dans les autres expériences sont donnés dans le Tableau 0-2.

Tableau 0-2: Récapitulatif des coefficients thermiques et des résistivités à 20 °C utilisée pour déterminer la température moyenne des fils dans les différentes manipulations

	ρ_{20}	α
Fil simple	$3,33.10^{-8}$	$3,92.10^{-3}$
Dent bobinée	$1,65.10^{-8}$	$3,8.10^{-3}$

Thermocouples

Les thermocouples utilisés sont tous des thermocouples de types T ayant les caractéristiques suivantes [92],

- diamètre 1mm
- gaine en acier inoxydable AISI 321
- domaine de température -100 °C -> 800 °C
- soudure chaude isolée
- erreur maximale de +/- 3,625 °C donnée à 330 °C

L'acquisition est faite avec le module PicoLog TC08 et le logiciel associé ([93]). Il permet la lecture et l'enregistrement de façon instantanée de 8 thermocouples. L'erreur de mesure donnée à 330 °C est de +/-1,16 °C.

Hauteur de fluide dans la maquette

La maquette a un carter de rayon R_{carter} et de profondeur P_{carter} . Le niveau de fluide est représenté par rapport à l'axe par la dimension h .

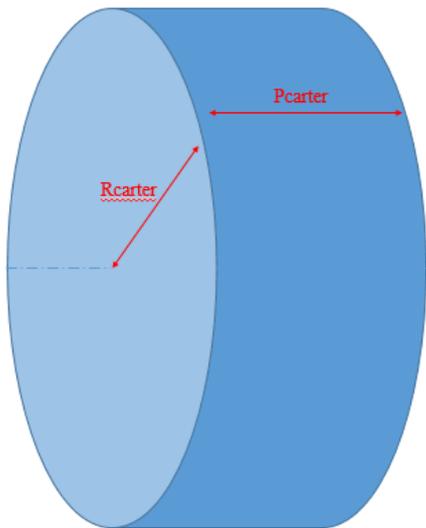


Figure 0-7: dimensions du carter de la maquette thermique

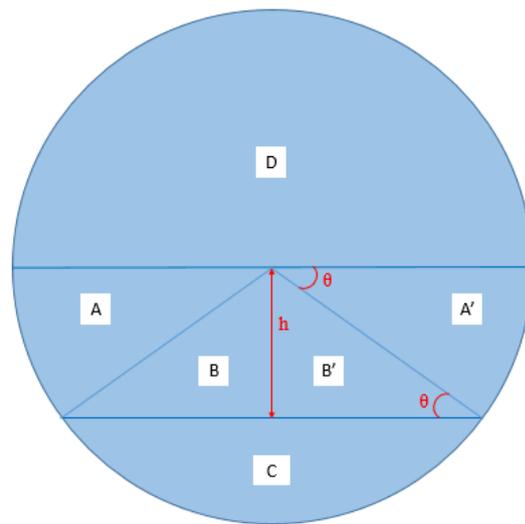


Figure 0-8: vue de face du carter de la maquette thermique

Le plan de face de la maquette a été coupé en cinq surfaces : deux camemberts de même surface noté A et A', deux triangles rectangles de même surface noté B et B', un demi disque noté D et enfin la surface représentant la quantité de liquide C.

Le demi disque supérieur D n'est pas considéré puisqu'il n'y a jamais plus de la moitié de fluide dans nos essais.

Le volume de liquide (V) peut être exprimé en fonction de l'angle θ du rayon du carter et de sa profondeur. La hauteur (h) peut être exprimée en fonction de rayon du carter et de l'angle θ

$$\begin{cases} V = \left(\frac{\pi}{4} - \theta - \sin(\theta)\right) P_{carter} R_{carter}^2 \\ h = \tan \theta R_{carter} \end{cases} \quad (\text{A.8})$$

En faisant l'hypothèse que θ est petit, on obtient,

$$h = R \tan\left(\frac{\pi}{4} - \frac{V}{2P_{carter} R_{carter}^2}\right) \quad (\text{A.9})$$

Annexe 6. MODELISATION ELEMENTS FINIS DES ECHANGES THERMIQUES

Convection dans la maquette thermique

Une modélisation par éléments finis des échanges thermiques ayant lieu dans la maquette thermique de la MFA AP a été envisagée avec le concours d'Amelie Tacnet, Bradon Tedongmo Notemngning et de Guillaume Doguet, trois étudiants en 2^{ème} année à l'ENSE³.

L'étude a fait remonter les difficultés de modéliser avec des éléments finis des volumes tel que l'entrefer. Ce dernier étant malgré sa faible taille sujet à d'importantes hypothèses, notamment sur la taille des couches limites du rotor, du stator et des bobinages, ou encore le nombre d'éléments de maillage nécessaire et leur forme.

Les étudiants ont émis plusieurs hypothèses :

- le rotor tourne à une vitesse constante de 4 000 tr/min
- le carter échange avec l'air ambiant à (25 °C) à hauteur de 10 W/m²K
- la température des bobinages est de 180 °C
- enfin, le stator est remplacé par une surface de 70 °C

L'étude en 2D a été choisie car elle est plus simple à mettre en œuvre. Cette étude, réalisée sous FluentTM, a fait ressortir des températures de l'air dans l'entrefer plus fortes à l'extérieur du bobinage et un coefficient de convection maximale localement de 541 W/m²K.

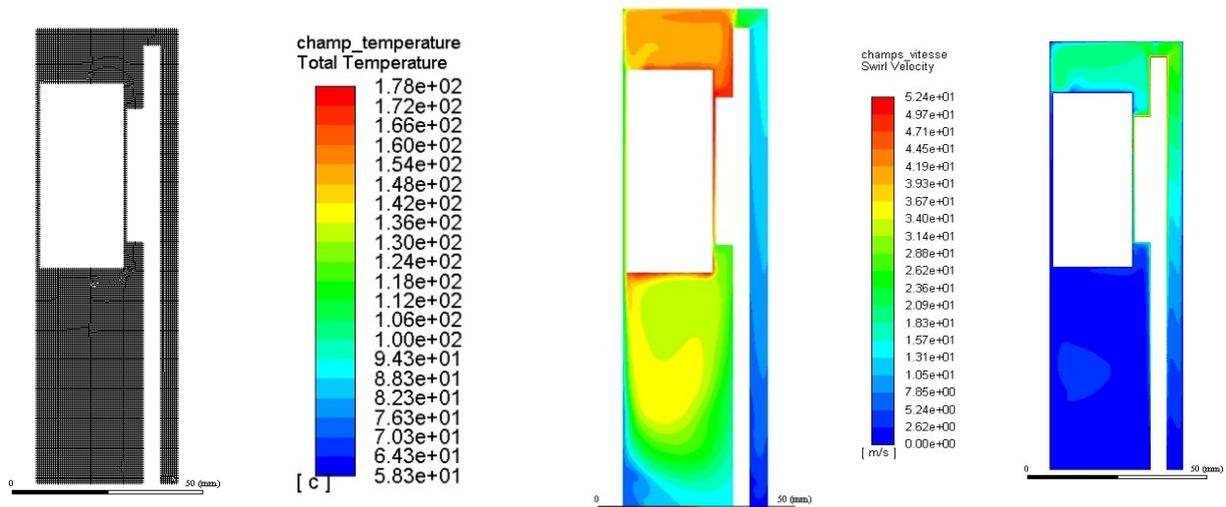


Figure 0-9: Modélisation éléments finis de la MFA AP. A gauche le maillage, au centre le champ de vitesse et à droite le champ de température.

Cette étude n'a cependant pas été poursuivie par manque de compétence sur la modélisation par éléments finis pour la mécanique des fluides dans les MFA AP. De plus la modélisation par réseau nodal est plus appropriée dans notre étude notamment du fait de sa simplicité et de sa rapidité. Nous redirigeons le lecteur vers des travaux de thèse proposant une modélisation numérique EF des échanges thermiques au sein d'une MFA AP [94], [95]

Convection dans la boîte à eau.

Une étude visant à déterminer les coefficients de convection dans la boîte à eau a été réalisée par Julien Jorris, ingénieur chez Valeo en utilisant le logiciel éléments finis Fluent™.

Le liquide de refroidissement est un mélange de 50 % d'eau de 50 % de glycoll. Les propriétés thermiques du liquide sont données Tableau 0-3.

Tableau 0-3: Propriétés thermiques du liquide de refroidissement.

T	Masse volumique	Capacité thermique	Conductivité thermique	Viscosité dynamique	Diffusivité
[°C]	[Kg/(m ³)]	[J/(kgK)]	[W/(mK)]	[kg/(ms)]	
-25	1096	3110	4.19E-01	3.90E-02	1.23E-07
-20	1093.5	3215	4.19E-01	3.07E-02	1.19E-07
0	1085	3215	4.19E-01	9.00E-03	1.20E-07
5	1081.45	3236.5	4.19E-01	6.87E-03	1.20E-07
10	1077.9	3258	4.19E-01	5.51E-03	1.19E-07
15	1074.35	3279.5	4.19E-01	4.56E-03	1.19E-07
20	1070.8	3301	4.19E-01	3.87E-03	1.19E-07
25	1067.25	3322.5	4.19E-01	3.33E-03	1.18E-07
30	1063.7	3344	4.19E-01	2.91E-03	1.18E-07
35	1060.15	3365.5	4.19E-01	2.57E-03	1.17E-07
40	1056.6	3387	4.19E-01	2.28E-03	1.17E-07
45	1053.05	3408.5	4.19E-01	2.04E-03	1.17E-07
50	1049.5	3430	4.19E-01	1.84E-03	1.16E-07
55	1045.95	3451.5	4.19E-01	1.66E-03	1.16E-07
60	1042.4	3473	4.19E-01	1.51E-03	1.16E-07
65	1038.85	3494.5	4.19E-01	1.38E-03	1.15E-07
70	1035.3	3516	4.19E-01	1.26E-03	1.15E-07
75	1031.75	3537.5	4.19E-01	1.15E-03	1.15E-07
80	1028.2	3559	4.19E-01	1.06E-03	1.15E-07
85	1024.65	3580.5	4.19E-01	9.70E-04	1.14E-07
90	1021.1	3602	4.19E-01	8.92E-04	1.14E-07
95	1017.55	3623.5	4.19E-01	8.20E-04	1.14E-07
100	1014	3645	4.19E-01	7.55E-04	1.13E-07
105	1010.45	3666.5	4.19E-01	6.95E-04	1.13E-07
110	1006.9	3688	4.19E-01	6.40E-04	1.13E-07

Les coefficients d'échange thermique sont relevés pour des puissances allant de 100 W à 500 W et des débits allant de 1 L/min à 10 L/min par pas de 1 L/min. Le liquide de refroidissement est soit à 25°C soit à 70 °C.

Les résultats de l'étude montrent un faible impact de la puissance à dissiper sur les coefficients de convection dans nos conditions (liquide à 70 °C, débit 6 L/min).

En revanche, une augmentation du débit (respectivement une diminution) permet une augmentation (respectivement diminution) significative des échanges via la résistance thermique noté R_{16} (Figure 3-2). Une diminution de la température du fluide de refroidissement (25 °C au lieu de 70 °C) permet d'augmenter de façon significative les résistances notés R_{16} et R_{17} (Figure 3-2).

Annexe 7. ECARTS ENTRE LES PREDICTIONS ET LES MESURES

Résultats convection dans l'air

Les écarts entre le modèle identifié dans le cas de l'air et les températures mesurées sont donnés Tableau 0-4. On remarque une erreur plus forte à 500 tr/min qui tend à se réduire avec l'augmentation de la vitesse de rotation. Cela vient du fait que les mesures sont plus disparates aux faibles vitesses (voir chap. 2.5.3).

Un point atypique noté 1 dans le manuscrit, pour 1 500 tr/min et 100 W dégrade les performances. Il nous semble que ce point est lié à une erreur de mesure.

Tableau 0-4: Ecart entre les températures prédites par le modèle et les mesures, pour le cas de l'air.

	Puissance (W)	bobinage	centre	dent	carter
Vitesse du rotor 500 tr/min	100	9,03E-02	4,63E-02	7,13E-02	6,17E-02
	100	9,99E-02	6,31E-02	7,55E-02	6,23E-02
	110	1,29E-01	6,57E-02	7,89E-02	9,72E-02
	110	1,69E-03	1,61E-02	2,87E-02	9,72E-02
	120	9,85E-02	6,18E-02	4,98E-02	5,11E-02
	130	8,25E-02	5,48E-02	5,12E-02	7,18E-02
	140	8,26E-02	5,78E-02	5,33E-02	7,51E-02
Ecart moyen à 500 tr/min (%)		8,34	5,22	5,84	7,38
Vitesse du rotor 1 000 tr/min	100	1,25E-03	1,93E-02	2,65E-02	9,44E-02
	100	2,46E-02	3,18E-02	3,90E-02	7,81E-02
	100	1,14E-02	3,36E-02	2,83E-02	3,22E-02
	110	2,91E-02	2,01E-02	3,46E-02	3,55E-02
	120	2,19E-02	2,66E-02	2,28E-02	8,91E-03
	120	4,25E-02	2,83E-02	4,90E-02	5,31E-02
	130	2,79E-02	3,06E-02	3,27E-02	2,73E-02
	140	2,40E-02	3,71E-02	3,85E-02	3,02E-02
	150	2,69E-02	4,03E-02	4,09E-02	3,37E-02
Ecart moyen à 1 000 tr/min (%)		2,33	2,98	3,47	4,37
Vitesse du rotor 1 500 tr/min	100	1,45E-01	6,66E-02	8,52E-02	2,37E-03
	100	3,22E-02	3,73E-02	2,17E-02	3,66E-03
	110	2,71E-02	2,93E-02	2,45E-02	7,47E-03
	110	1,92E-02	2,93E-02	2,45E-02	7,48E-03
	110	3,49E-02	2,93E-02	2,45E-02	3,63E-02
	120	2,68E-02	2,77E-02	2,23E-02	1,61E-03
	130	2,77E-02	3,23E-02	2,68E-02	3,57E-04
	140	2,28E-02	3,81E-02	3,24E-02	2,79E-03
	150	1,44E-02	3,51E-02	2,90E-02	7,98E-03
	150	1,28E-04	2,44E-02	1,84E-02	5,53E-03
Ecart moyen à 1 500 tr/min (%)		3,50	3,49	3,09	0,75
Ecart maximum		14,49	6,66	8,52	9,72
Ecart minimum		0,01	1,61	1,84	0,04
Ecart moyen		4,40	3,78	3,96	3,79

Résultats convection avec le fluide Novec 7300, « basses puissances »

Les écarts entre le modèle identifié dans le cas de l'air et les températures mesurées sont donnés Tableau 0-5. On remarque une erreur plus faible à 1 000 tr/min. Cela vient du fait que c'est la vitesse centrale de nos essais, l'identification est donc meilleure pour cette vitesse.

Tableau 0-5: Ecart entre les températures prédites par le modèle et les mesures, pour le cas de le cas du fluide, Novec 7300 et à « basses puissances »

	Puissance (W)	bobinage	centre	dent	carter
Vitesse du rotor 500 tr/min	100	2,43E-02	3,78E-02	4,10E-02	5,03E-02
	110	4,80E-03	2,70E-02	4,66E-02	3,89E-02
	110	5,97E-02	4,28E-02	4,83E-02	5,51E-02
	120	1,78E-02	3,26E-02	4,03E-02	4,43E-02
	120	1,78E-02	3,26E-02	4,03E-02	4,43E-02
	140	5,64E-02	2,42E-02	4,91E-02	3,52E-02
	140	4,41E-02	2,42E-02	3,47E-02	3,52E-02
Ecart moyen à 500 tr/min (%)		3,21	3,16	4,29	4,33
Vitesse du rotor 1 000 tr/min	100	2,63E-02	9,35E-03	2,63E-02	2,11E-02
	100	3,75E-02	4,47E-03	1,23E-02	6,94E-03
	110	1,37E-03	8,03E-04	1,76E-02	1,04E-02
	120	1,21E-02	4,33E-03	2,51E-02	1,53E-02
	130	2,01E-02	6,17E-03	2,78E-02	1,70E-02
	140	3,77E-02	3,44E-03	1,97E-02	6,88E-03
	150	2,50E-02	9,08E-04	2,34E-02	2,33E-02
	150	4,23E-03	1,76E-04	2,50E-02	1,03E-02
	150	6,84E-03	1,32E-02	1,13E-02	3,34E-03
Ecart moyen à 1 000 tr/min (%)		1,90	0,48	2,09	1,27
Vitesse du rotor 1 500 tr/min	100	2,96E-02	5,55E-02	2,79E-02	4,55E-02
	100	3,96E-02	4,34E-02	1,48E-02	1,99E-02
	100	8,03E-02	4,31E-02	2,73E-02	3,27E-02
	110	3,68E-02	1,43E-02	1,69E-02	3,41E-03
	120	8,11E-02	7,26E-02	4,23E-02	5,13E-02
	130	4,49E-02	8,51E-03	1,15E-02	2,08E-03
	130	3,43E-02	5,94E-02	2,79E-02	3,75E-02
	130	4,05E-02	3,35E-02	1,36E-02	3,65E-02
	150	3,83E-02	5,04E-02	1,49E-02	4,15E-02
Ecart moyen à 1 500 tr/min (%)		4,73	4,23	2,19	3,00
Ecart maximum		8,11	7,26	4,91	5,51
Ecart minimum		0,14	0,02	1,13	0,21
Ecart moyen		3,29	2,58	2,74	2,75

Résultats convection avec le fluide Novec 7300, « 31 essais »

Les écarts entre le modèle identifié dans le cas de l'air et les températures mesurées sont donnés Tableau 0-6. Comme pour l'identification aux « basses puissances », et pour les mêmes raisons,

l'identification est plus précise à 1 000 tr/min.

Tableau 0-6: Ecart entre les températures prédites par le modèle et les mesures, pour le cas de le cas du fluide, Novec 7300 et à « 31 essais »

	Puissance (W)	bobinage	centre	dent	carter
Vitesse du rotor 500 tr/min	100	2,48E-02	3,75E-02	4,05E-02	5,02E-02
	110	5,31E-03	2,66E-02	4,60E-02	3,87E-02
	110	6,02E-02	4,24E-02	4,77E-02	5,48E-02
	120	1,84E-02	3,22E-02	3,96E-02	4,41E-02
	120	1,84E-02	3,22E-02	3,96E-02	4,41E-02
	140	5,70E-02	2,37E-02	4,83E-02	3,50E-02
	140	4,47E-02	2,37E-02	3,40E-02	3,50E-02
Ecart moyen à 500 tr/min (%)		3,27	3,12	4,22	4,31
Vitesse du rotor 1 000 tr/min	100	3,43E-02	9,04E-03	2,45E-02	2,10E-02
	100	4,54E-02	4,77E-03	1,04E-02	6,79E-03
	110	7,62E-03	1,13E-03	1,56E-02	1,03E-02
	120	2,09E-03	3,96E-03	2,28E-02	1,51E-02
	130	9,68E-03	5,78E-03	2,54E-02	1,68E-02
	140	2,64E-02	3,86E-03	1,71E-02	6,67E-03
	150	1,34E-02	1,35E-03	2,07E-02	2,31E-02
	150	1,57E-02	2,70E-04	2,22E-02	1,01E-02
	150	4,74E-03	1,36E-02	8,60E-03	3,56E-03
	160	1,34E-02	2,29E-03	2,34E-02	1,25E-02
	180	2,28E-02	1,01E-02	1,36E-02	1,92E-04
	200	1,35E-02	3,62E-03	2,00E-02	1,97E-02
Ecart moyen à 1 000 tr/min (%)		1,8	0,5	1,9	1,3
Vitesse du rotor 1 500 tr/min	100	4,35E-02	5,57E-02	3,05E-02	4,56E-02
	100	5,36E-02	4,37E-02	1,75E-02	2,01E-02
	100	9,39E-02	4,33E-02	3,00E-02	3,28E-02
	110	5,19E-02	1,46E-02	1,39E-02	3,55E-03
	120	9,68E-02	7,29E-02	4,55E-02	5,14E-02
	130	6,16E-02	8,85E-03	8,10E-03	1,92E-03
	130	5,12E-02	5,97E-02	3,12E-02	3,76E-02
	130	5,76E-02	3,39E-02	1,70E-02	3,66E-02
	150	5,78E-02	5,08E-02	1,88E-02	4,17E-02
	160	2,77E-02	2,70E-03	3,17E-02	1,19E-02
	200	1,82E-02	2,30E-02	1,86E-02	1,21E-03
	220	1,15E-02	1,50E-02	1,34E-02	6,50E-03
Ecart moyen à 1 500 tr/min (%)		5	3,5	2,3	2,4
Ecart maximum		9,68	7,29	4,83	5,48
Ecart minimum		0,21	0,03	0,81	0,02
Ecart moyen		3,43	2,27	2,57	2,38

Annexe 8. ÉTUDE DE SENSIBILITÉ DES MODELES POUR LE CAS DE L'AIR ET DU FLUIDE NOVEC 7300

A air

Une étude de sensibilité a été faite en prenant comme hypothèse le cas où la température est maximale, la prédiction du point à 140 W et 500 tr/min. Les résistances thermiques ont été changées indépendamment, de +/-10 %.

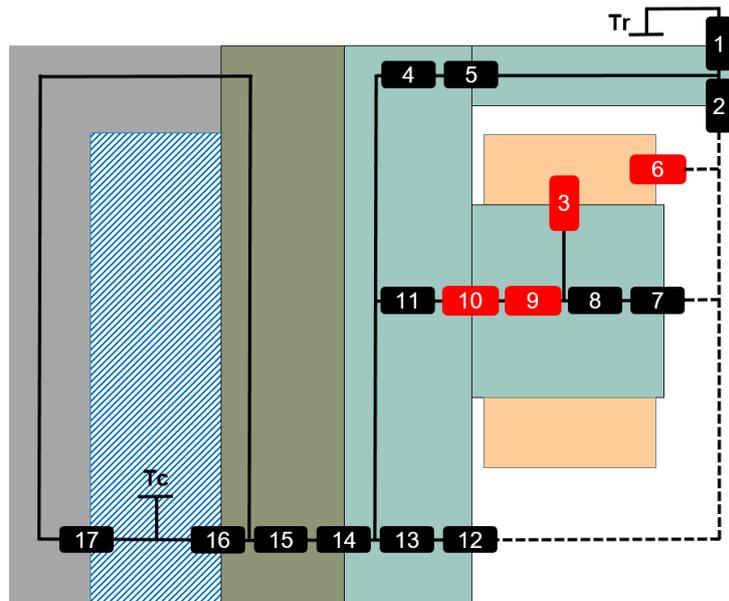


Figure 0-10: Résistances thermiques les plus influentes, d'après le modèle, cas de la convection dans l'air (3-6-9-10).

Seules quatre résistances ont une influence sur la température du bobinage, comme présenté dans le manuscrit. La température du centre varie si la convection entre le centre et le stator change (résistance 12), si la convection entre le carter et le centre change (résistance 2) et si la convection entre le bobinage et le centre change (résistance 6). En revanche la convection entre la dent et le centre n'a pas d'effet sur la plage de variation retenue.

Pour la dent, seule la résistance de contact stator / dent (résistance 10) à un effet sur la température de la dent et celle entre le bobinage et le centre ont un effet (résistance 6).

La température du carter est invariante sur la plage de variation des résistances thermique considérée.

Tableau 0-7: Influence sur la température du bobinage, du centre, du carter et de la dent d'une variation de +/- 10 % des résistances thermique dans le cas de l'air

Température (°C)	bobinage	centre	carter	dent
Valeurs initiales	147	92	73	94
R1	147 ;147	92 ; 92	73 ; 73	94 ;94
R2	147 ;147	91 ;92	73 ;73	94 ;94
R3	143 ;150	91 ;93	73 ;73	94 ;94
R4	147 ;147	92 ;92	73 ;73	94 ;94
R5	147 ;147	92 ;92	73 ;73	94 ;94
R6	146 ;148	93 ;91	73 ;73	93 ;94
R7	147 ;147	92 ;92	73 ;73	94 ;94
R8	147 ;147	92 ;92	73 ;73	94 ;94
R9	146 ;148	92 ;92	73 ;73	94 ;94
R10	145 ;148	92 ;92	73 ;73	92 ;95
R11	147 ;147	92 ;92	73 ;73	94 ;94
R12	147 ;147	91 ;93	73 ;73	94 ;94
R13	147 ;147	92 ;92	73 ;73	94 ;94
R14	147 ;147	92 ;92	73 ;73	94 ;94
R15	147 ;147	92 ;92	73 ;73	94 ;94
R16	147 ;147	92 ;92	73 ;73	94 ;94
R17	147 ;147	92 ;92	73 ;73	94 ;94

Influence des paramètres pour la convection avec le fluide Novec 7300

Une étude de sensibilité a été faite en prenant comme hypothèse le cas où la température est maximale, la prédiction du point à 220 W et 1 500 tr/min. Les résistances thermiques ont été changées indépendamment, de +/-10 %.

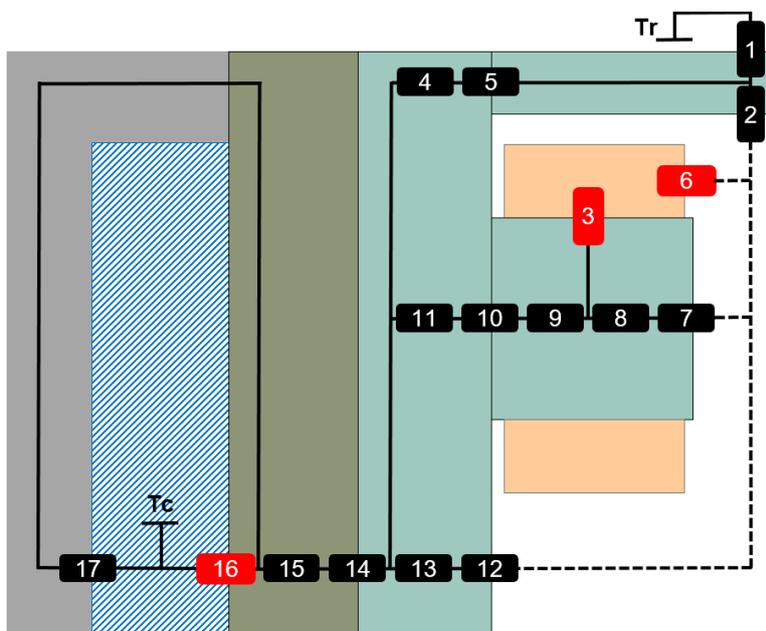


Figure 0-11: Résistances thermiques les plus influentes, d'après le modèle « 31 essais », dans le cas de la convection avec le fluide Novec 7300.

Trois résistances ont une influence sur la température du bobinage, comme présenté dans le

manuscrit.

Pour le carter, la température varie de 0 à +1 °C cela est surtout lié à la prise en compte des arrondis, en réalité nous pouvons conclure qu'elle est invariante.

La température de la dent et du centre sont invariantes sur la plage de variation des résistances thermique considérée.

Tableau 0-8: Influence sur la température du bobinage, du centre, du carter et de la dent d'une variation de +/- 10 % des résistances thermique dans le cas du fluide Novec 7300

Température (°C)	bobinage	centre	carter	dent
Valeurs initiales	97	76	75	78
R1	97 ;97	76 ;76	76 ;76	78 ;78
R2	97 ;97	76 ;76	75 ;75	78 ;78
R3	96 ;97	76 ;76	75 ;75	78 ;78
R4	97 ;97	76 ;76	75 ;75	78 ;78
R5	97 ;97	76 ;76	75 ;76	78 ;78
R6	95 ;98	76 ;76	75 ;75	78 ;78
R7	97 ;97	76 ;76	75 ;75	78 ;78
R8	97 ;97	76 ;76	75 ;75	78 ;78
R9	97 ;97	76 ;76	76 ;76	78 ;78
R10	97 ;97	76 ;76	76 ;76	78 ;78
R11	97 ;97	76 ;76	75 ;75	78 ;78
R12	97 ;97	76 ;76	75 ;76	78 ;78
R13	97 ;97	76 ;76	75 ;76	78 ;78
R14	97 ;97	76 ;76	75 ;76	78 ;78
R15	97 ;97	76 ;76	75 ;76	78 ;78
R16	96 ;97	76 ;76	75 ;76	78 ;78
R17	97 ;97	76 ;76	75 ;76	78 ;78

Annexe 9. INDICATEURS DE QUALITE POUR LA FONCTION D'APPROXIMATION [82]

Plusieurs indicateurs sont donnés par le logiciel Hyperstudy™ afin d'apprécier la précision de la fonction d'approximation. Le R² a déjà été présenté dans le manuscrit.

La valeur relative de l'erreur moyenne absolue est le quotient de la valeur moyenne avec la variation standard. Cette valeur doit être la plus faible possible.

$$\frac{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n [abs(y_i - \bar{y}_i)]}{\sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n [y_i - \bar{y}_i]^2}} \quad (A.10)$$

La valeur de l'erreur absolue maximale, définie par

$$\max(abs(y_i - \bar{y}_i)) \quad (A.11)$$

Cette valeur doit être la plus faible possible. Pour le courant de court-circuit, couple maximal et minimal cette valeur nous parait forte comparée à la valeur initiale.

La valeur moyenne quadratique s'écrit

$$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n [y_i - \bar{y}_i]^2}{n}} \quad (\text{A.12})$$

L'ensemble des indicateurs de qualité est donné Tableau 0-9.

Tableau 0-9: Indicateurs de qualité des fonctions d'approximation

Réponses	Icc maximal	Pfer/unit	Couple maximum	Puissance maximale	Masse AP	Dimensions	Couple maximal	Couple minimum
R ²	9,95. 10 ⁻¹	9,86. 10 ⁻¹	9,95. 10 ⁻¹	9,97. 10 ⁻¹	1	1	9,91. 10 ⁻¹	9,92. 10 ⁻¹
valeur relative de l'erreur moyenne absolue	5,38. 10 ⁻²	8,69. 10 ⁻²	5,58. 10 ⁻²	4,49. 10 ⁻²	3,63. 10 ⁻³	4,55. 10 ⁻¹⁴	7,32. 10 ⁻²	7,10. 10 ⁻²
Valeur absolue de l'erreur maximale	10,8	2,86. 10 ⁻¹	4,23	3,98	3,78. 10 ⁻³	8,10. 10 ⁻¹	6,59	4,46
Moyenne quadratique de l'erreur	2,19	7,15. 10 ⁻²	1,23	7,5. 10 ⁻¹	9,68. 10 ⁻⁴	2,31. 10 ⁻¹³	1,70	1,47

REFERENCES

- [1] M.-F. Brasseur *et al.*, « Chiffres clés du transport - Édition 2020 ». Le service des données et études statistiques SDES, 2020, [En ligne]. Disponible sur: <https://www.statistiques.developpement-durable.gouv.fr/sites/default/files/2020-03/datalab-66-chiffres-cles-transport-edition-2020-mars2020.pdf>.
- [2] F. Héran, « De la ville adaptée à l'automobile à la ville pour tous. L'exemple parisien », p. 173-186, 2005.
- [3] K. Vohra, A. Vodonos, J. Schwartz, E. A. Marais, M. P. Sulprizio, et L. J. Mickley, « Global mortality from outdoor fine particle pollution generated by fossil fuel combustion: Results from GEOS-Chem », vol. 195, 2021, doi: <https://doi.org/10.1016/j.envres.2021.110754>.
- [4] L. Dupin, « En annonçant la fin des véhicules essences et diesel, la Chine impose au monde la voiture électrique », 2017, [En ligne]. Disponible sur: <https://www.novethic.fr/actualite/energie/mobilite-durable/isr-rse/en-annoncant-la-fin-des-vehicules-essences-et-diesel-la-chine-impose-au-monde-la-voiture-electrique-144823.html>.
- [5] F. Badin, « Bilan et perspectives sur l'électrification des véhicules », présenté à Journée électricité et mobilité, UTC - Sorbonnes Université, 2017.
- [6] T. Boussey, « Étude et dimensionnement de machine à flux axial pour le véhicule hybride électrique », Université Grenoble Alpes, 2018.
- [7] A. M. Bazzi, « Electric machines and energy storage technologies in EVs and HEVs for over a century », in *2013 International Electric Machines & Drives Conference*, Chicago, IL, USA, mai 2013, p. 212-219, doi: 10.1109/IEMDC.2013.6556255.
- [8] A. M. Bazzi, Y. Liu, et D. S. Fay, « Electric Machines and Energy Storage: Over a Century of Technologies in Electric and Hybrid Electric Vehicles », *IEEE Electrification Mag.*, vol. 6, n° 3, p. 49-53, sept. 2018, doi: 10.1109/MELE.2018.2849900.
- [9] F. AVERE, « Baromètre annuel : près de 70 000 véhicules légers rechargeables immatriculés en 2019 ! », Association nationale pour le développement de la mobilité électrique, Baromètre annuel, janv. 2020. [En ligne]. Disponible sur: http://www.aver-france.org/Site/Article/?article_id=7764&from_espace_adherent=0.
- [10] T. Finken, M. Felden, et K. Hameyer, « Comparison and design of different electrical machine types regarding their applicability in hybrid electrical vehicles », in *2008 18th International Conference on Electrical Machines*, Vilamoura, Portugal, sept. 2008, p. 1-5, doi: 10.1109/ICELMACH.2008.4800044.
- [11] D. G. Dorrell, A. M. Knight, M. Popescu, L. Evans, et D. A. Staton, « Comparison of different motor design drives for hybrid electric vehicles », in *2010 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition*, Atlanta, GA, sept. 2010, p. 3352-3359, doi: 10.1109/ECCE.2010.5618318.
- [12] D. G. Dorrell, M. Popescu, L. Evans, D. A. Staton, et A. M. Knight, « Comparison of permanent magnet drive motor with a cage induction motor design for a hybrid electric vehicle », in *The 2010 International Power Electronics Conference - ECCE ASIA -*, Sapporo, Japan, juin 2010, p. 1807-1813, doi: 10.1109/IPEC.2010.5543566.
- [13] K. Kiyota et A. Chiba, « Design of Switched Reluctance Motor Competitive to 60-kW IPMSM in Third-Generation Hybrid Electric Vehicle », *IEEE Trans. Ind. Appl.*, vol. 48, n° 6, p. 2303-2309, nov. 2012, doi: 10.1109/TIA.2012.2227091.
- [14] S. Jurkovic, K. M. Rahman, et P. J. Savagian, « Electric traction motors for Cadillac CT6 plugin hybrid-electric vehicle », p. 1-9, 2016, doi: 10.1109/ECCE.2016.7855030.
- [15] A. Fonseca, « Comparaison de machines à aimants permanents pour la traction de

véhicules électriques et hybrides ». sept. 28, 2000.

- [16] G. Pitron, *La guerre des métaux rares*. Les liens qui libèrent, 2018.
- [17] T. A. Burrell *et al.*, « Evaluation of the 2010 Toyota Prius Hybrid Synergy Drive System », ORNL/TM-2010/253, 1007833, mars 2011. doi: 10.2172/1007833.
- [18] « Information about Tesla model 3's IPMSRM motor construction and torque production », *Stack Exchange / Electrical Engineering*, 2020. <https://electronics.stackexchange.com/questions/481833/information-about-tesla-model-3s-ipmsrm-motor-construction-and-torque-productio>.
- [19] N. Tesla, « Electro magnetic motor », US000405858, 1889.
- [20] J. F. Gieras, R.-J. Wang, et M. J. Kamper, *Axial flux permanent magnet brushless machines*, 2. ed. New York, NY: Springer, 2008.
- [21] « Electricmood », [En ligne]. Disponible sur: <http://www.electricmood.com/presentation>.
- [22] F. Sahin, « Design and development of a high-speed axial-flux permanent machine », Technische Universiteit Eindhoven, 2001.
- [23] M. Kremer, « Electromagnetic design of a disc rotor electric machine as integrated motor-generator for hybrid vehicles », p. 264, 2017.
- [24] P. Akiki, « Conception multi-physique de machines électriques à flux radial et axial pour des applications à entraînement direct », Université Paris-Saclay, 2017.
- [25] « KONE MonoSpace® », [En ligne]. Disponible sur: <https://www.kone.be/fr/a-propos-de-kone/kone-la-societe/innovations/>.
- [26] A. Cavagnino, M. Lazzari, F. Profumo, et A. Tenconi, « A comparison between the axial flux and the radial flux structures for PM synchronous motors », *IEEE Trans. Ind. Appl.*, vol. 38, n° 6, p. 1517-1524, nov. 2002, doi: 10.1109/TIA.2002.805572.
- [27] Bo Zhang, T. Epskamp, M. Doppelbauer, et M. Gregor, « A comparison of the transverse, axial and radial flux PM synchronous motors for electric vehicle », in *2014 IEEE International Electric Vehicle Conference (IEVC)*, Florence, déc. 2014, p. 1-6, doi: 10.1109/IEVC.2014.7056197.
- [28] S. Kahourzade, A. Mahmoudi, H. W. Ping, et M. N. Uddin, « A Comprehensive Review of Axial-Flux Permanent-Magnet Machines », *Can. J. Electr. Comput. Eng.*, vol. 37, n° 1, p. 19-33, 2014, doi: 10.1109/CJECE.2014.2309322.
- [29] Ronghai Qu, M. Aydin, et T. A. Lipo, « Performance comparison of dual-rotor radial-flux and axial-flux permanent-magnet BLDC machines », in *IEEE International Electric Machines and Drives Conference, 2003. IEMDC'03.*, Madison, WI, USA, 2003, vol. 3, p. 1948-1954, doi: 10.1109/IEMDC.2003.1210718.
- [30] T. Matsumoto, H. Matsui, K. Asagara, T. Maekawa, et K. Kondou, « Multi-gap rotating electric machine with cooling oil guide channels for side stator coil », 10 122246B2, 2018.
- [31] D. Moreels et P. Leijnen, « High efficiency axial flux machines - Why axial flux motor and generator technology will drive the next generation of electric machines ». Magnax, 2018.
- [32] D. Liu, D. Hari, C. Vagg, L. Ash, S. Akehurst, et C. Brace, « Test and Simulation of Variable Air Gap Concept on Axial Flux Electric Motor », in *2013 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC)*, Beijing, China, oct. 2013, p. 1-6, doi: 10.1109/VPPC.2013.6671685.
- [33] A. Ducluzaux, « Pertes supplémentaires dans les conducteurs pour forte intensité par effets de peau et de proximité », *Extr. Cah. Tech. Schneider Electr. N°83*, p. 22, 2002.
- [34] G. Bertotti, « General properties of power losses in soft ferromagnetic materials », *IEEE Trans. Magn.*, vol. 24, n° 1, p. 621-630, janv. 1988, doi: 10.1109/20.43994.
- [35] G. Bertotti, A. Boglietti, M. Chiampi, D. Chiarabaglio, F. Fiorillo, et M. Lazzari, « An improved estimation of iron losses in rotating electrical machines », *IEEE Trans. Magn.*, vol. 27, n° 6, p. 5007-5009, nov. 1991, doi: 10.1109/20.278722.

- [36] J. W. Daily et R. E. Nece, « Chamber Dimension Effects on Induced Flow and Frictional Resistance of Enclosed Rotating Disks », *J. Basic Eng.*, vol. 82, n° 1, p. 217-230, mars 1960, doi: 10.1115/1.3662532.
- [37] R. Wrobel, G. Vainel, C. Copeland, T. Duda, D. Staton, et P. H. Mellor, « Investigation of Mechanical Loss Components and Heat Transfer in an Axial-Flux PM Machine », *IEEE Trans. Ind. Appl.*, vol. 51, n° 4, p. 3000-3011, juill. 2015, doi: 10.1109/TIA.2015.2405499.
- [38] R. Leleu, « Transferts de chaleur », p. 24, 1992.
- [39] S. Poncet, « Ecoulements de type rotor-stator soumis à un flux axial: de Batchelor à Stewartson », Université de Provence - Aix-Marseille, 2005.
- [40] F. Kreith, R. M. Manglik, et M. S. Bohn, *Principles of Heat Transfer*, 7th éd. Cengage Learning, Inc, 2011.
- [41] J. Pellé et S. Harmand, « Heat transfer measurements in an opened rotor–stator system air-gap », *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 31, n° 3, p. 165-180, janv. 2007, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2006.03.018.
- [42] Y. C. Chong, J. Chick, M. A. Mueller, D. A. Staton, et A. S. McDonald, « Thermal modelling of a low speed air-cooled axial flux permanent magnet generator », in *6th IET International Conference on Power Electronics, Machines and Drives (PEMD 2012)*, Bristol, UK, 2012, p. B71-B71, doi: 10.1049/cp.2012.0271.
- [43] E. Dials, R. Biskup, D. Moseley, A. Bassaneve, B. Maniam, et J. Mayer, « Motor cooling system utilizing axial cooling channels », 20180054097, 2018.
- [44] A. S. Fawzal, R. M. Cirstea, K. N. Gyftakis, T. J. Woolmer, M. Dickison, et M. Blundell, « The fan design impact on the rotor cooling of axial flux permanent magnet machines », in *2016 XXII International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, Lausanne, Switzerland, sept. 2016, p. 2725-2731, doi: 10.1109/ICELMACH.2016.7732907.
- [45] W. Naoki, M. Koji, M. Minori, et M. Atsushi, « Cooling mechanism for axial gap type rotating machines », 2010/0289350, 2010.
- [46] M. Polikarpova, P. Lindh, C. Gerada, M. Rilla, V. Naumanen, et J. Pyrhönen, « Thermal effects of stator potting in an axial-flux permanent magnet synchronous generator », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 75, p. 421-429, janv. 2015, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.09.044.
- [47] M. Polikarpova *et al.*, « Hybrid Cooling Method of Axial-Flux Permanent-Magnet Machines for Vehicle Applications », *IEEE Trans. Ind. Electron.*, vol. 62, n° 12, p. 7382-7390, déc. 2015, doi: 10.1109/TIE.2015.2465354.
- [48] M. Galea, C. Gerada, T. Raminosa, et P. Wheeler, « A Thermal Improvement Technique for the Phase Windings of Electrical Machines », *IEEE Trans. Ind. Appl.*, vol. 48, n° 1, p. 79-87, janv. 2012, doi: 10.1109/TIA.2011.2175470.
- [49] H. Vansompel, A. Hemeida, et P. Sergeant, « Stator heat extraction system for axial flux yokeless and segmented armature machines », in *2017 IEEE International Electric Machines and Drives Conference (IEMDC)*, Miami, FL, USA, mai 2017, p. 1-7, doi: 10.1109/IEMDC.2017.8001873.
- [50] D. Bissieres, « Dispositif de refroidissement pour machine électrique. », 3034583, 2016.
- [51] P. Zhou, R. K. Nicholas, D. C. Grant, et K. A. Peteris, « Liquid cooled rotor assembly », 7579725 B2, 2009.
- [52] L. Fedoseyev et E. Marcum Pearce, « Rotor assembly with heat pipe cooling system », 9331552B2, 2016.
- [53] T. Manabe et T. Okuyama, « Cooling structure for dynamo electric machine », 2993512.
- [54] D. R. Basel, « Ajustage à l'épreuve des obstructions pour appareillage rotatif par exemple pour le refroidissement des machines dynamo-électriques », FR2107547, 1970.
- [55] T. Davin, « Refroidissement des moteurs électriques : Exploration des solutions à huile de lubrification », l'Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis, 2014.
- [56] R. Yu, T. Laurent, et S. Decaux, « Moteur électrique comprenant un circuit de

- refroidissement du rotor », 1460931, 2016.
- [57] P. Lindh *et al.*, « Direct Liquid Cooling Method Verified With an Axial-Flux Permanent-Magnet Traction Machine Prototype », *IEEE Trans. Ind. Electron.*, vol. 64, n° 8, p. 6086-6095, août 2017, doi: 10.1109/TIE.2017.2681975.
- [58] T. Woolmer, « Electric machine - evaporative cooling », 20130187492, 2013.
- [59] I. Mudawar, D. Bharathan, K. Kelly, et S. Narumanchi, « Two-Phase Spray Cooling of Hybrid Vehicle Electronics », *IEEE Trans. Compon. Packag. Technol.*, vol. 32, n° 2, p. 501-512, juin 2009, doi: 10.1109/TCAPT.2008.2006907.
- [60] H. Bostanci, D. Van Ee, B. A. Saarloos, D. P. Rini, et L. C. Chow, « Thermal Management of Power Inverter Modules at High Fluxes via Two-Phase Spray Cooling », *IEEE Trans. Compon. Packag. Manuf. Technol.*, vol. 2, n° 9, p. 1480-1485, sept. 2012, doi: 10.1109/TCPMT.2012.2190933.
- [61] M. Lallemand, « Transferts en changement de phase - Ébullition libre », p. 26, 2005.
- [62] Y. Avenas, « Etude et réalisation de caloducs plats miniatures pour l'intégration en électronique de puissance », Institut National Polytechnique de Grenoble, 2010.
- [63] P. Kosky, R. Balmer, W. Keat, et G. Wise, « Chapter 12 - Mechanical Engineering », in *Exploring Engineering (Third Edition)*, Academic Press, 2013, p. 259-281.
- [64] S. Nukiyama, « The maximum and minimum values of the heat Q transmitted from metal to boiling water under atmospheric pressure », vol. 9, n° 12, p. 1419-1433, 1966, doi: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(66\)90138-4](https://doi.org/10.1016/0017-9310(66)90138-4).
- [65] L. Léal, P. Lavieille, M. Miscevic, T. Lounes, et P. Francois, « Etude expérimentale du contrôle du déclenchement de l'ébullition en espace confiné par déformation dynamique de paroi », présenté à congrès SFT2011, 2011.
- [66] M. C. R. Almeida, N. Caney, et J.-A. Gruss, « Étude du spray comme technologie de refroidissement diphasique », p. 8.
- [67] R. Hanna, « Dielectric Materials for Electrical Engineering », 2017.
- [68] P. H. Smith, « Method and apparatus for limiting the evaporative rate of liquids heated by cooking appliance surface units », 4481409, 1982.
- [69] K. Fischer, « Appareil de régulation pour la commande de l'opération de cuisson dans un récipient sur un foyer de cuisson », 1973.
- [70] E. Berkcan, V. Venugopal Badami, E. Thorbjorg Saulnier, et L. Song, « Acoustic sensing system for boil state detection and method for determining boil state », 6236025 B1, 2001.
- [71] F. B. Stulen, D. B. Pape, et W. J. Williams, « Boiling condition detector », 4869233, 1989.
- [72] B. Wieslaw, S. Filip, et W. Piotr, « Method of detection of boiling moment of liquids a », 2193732 A1, 2010.
- [73] A. A. Diaz *et al.*, « System and technique for ultrasonic determination of degree of cooking », 2004/0195231 A1, 2004.
- [74] H. Abe, Y. Imai, N. Tokunaga, Y. Yamashita, et Y. Sasaki, « Highly Efficient Electrohydrodynamic Pumping: Molecular Isomer Effect of Dielectric Liquids, and Surface States of Electrodes », *ACS Appl. Mater. Interfaces*, vol. 7, n° 44, p. 24492-24500, nov. 2015, doi: 10.1021/acsami.5b05778.
- [75] J.-C. Leon, 2018.
- [76] « Caractéristiques de l'aluminium grade 5083 STS ». Euralliage, [En ligne]. Disponible sur: <https://www.euralliage.com/5083.htm#>.
- [77] « Caractéristiques de l'acier inoxydable AISI 310S ». GoodFellow, [En ligne]. Disponible sur: <http://www.goodfellow.com/F/Acier-inoxidable-AISI-310.html>.
- [78] Y. Bertin, « Refroidissement des machines électriques tournantes », p. 26, 1999.
- [79] « Caractéristiques de la laine de verre utilisée ». Leroy Merlin, [En ligne]. Disponible sur: <https://www.leroymerlin.fr/v3/p/produits/laine-de-verre-rouleau-isover-l-2-7-x-l-1-2-m-ep-100-mm-r-3-1-kr-e1505960613>.

- [80] D. Staton, A. Boglietti, et A. Cavagnino, « Solving the More Difficult Aspects of Electric Motor Thermal Analysis in Small and Medium Size Industrial Induction Motors », *IEEE Trans. Energy Convers.*, vol. 20, n° 3, p. 620-628, sept. 2005, doi: 10.1109/TEC.2005.847979.
- [81] K. N. Babu, « Thermal Contact Resistance: Experiments and Simulation », Chalmers University of Technology, Department of Applied Mechanics, 2015.
- [82] « Documentation Hyperstudy ». Altair Engineering Inc, 2020, [En ligne]. Disponible sur: <https://2020.help.altair.com/2020.1/hwdesktop/hst/index.htm>.
- [83] Z. Wu, « Compactly supported positive definite radial functions », *Adv. Comput. Math.*, vol. 4, n° 1, p. 283-292, déc. 1995, doi: 10.1007/BF03177517.
- [84] K. Bru, P. Christmann, J. . Labbé, et G. Lefebvre, « Panorama 2014 du marché des Terres Rares », BRGM/RP-65330-FR, nov. 2015.
- [85] J.-M. L. Breton, L. Lechevallier, P. Tenaud, et A. Morel, « Aimants permanents - Matériaux et propriétés », 2009.
- [86] I. Boldea, L. N. Tutelea, L. Parsa, et D. Dorrell, « Automotive Electric Propulsion Systems With Reduced or No Permanent Magnets: An Overview », *IEEE Trans. Ind. Electron.*, vol. 61, n° 10, p. 5696-5711, oct. 2014, doi: 10.1109/TIE.2014.2301754.
- [87] F. Bernot, « Machines à courant continu - Constitution et fonctionnement », 1999.
- [88] E. Bilgen et R. Boulos, « Functional Dependence of Torque Coefficient of Coaxial Cylinders on Gap Width and Reynolds Numbers », *J. Fluids Eng.*, vol. 95, n° 1, p. 122-126, mars 1973, doi: 10.1115/1.3446944.
- [89] K. M. Becker et J. Kaye, « The Influence of a Radial Temperature Gradient on the Instability of Fluid Flow in an Annulus With an Inner Rotating Cylinder », *J. Heat Transf.*, vol. 84, n° 2, p. 106-110, mai 1962, doi: 10.1115/1.3684306.
- [90] A. Fasquelle, « Contribution à la modélisation multi-physique : électro-vibro-acoustique et aérothermique de machines de traction », Ecole centrale de Lille, 2007.
- [91] M. Bouafia, « Analyse expérimentale des transferts de chaleur en espace annulaire étroit et rainuré avec cylindre intérieur tournant », p. 13.
- [92] « Thermocouple chemisé miniature, caractéristiques », *TC direct, mesure et régulation de température*.
https://www.tcdirect.fr/Default.aspx?level=2&department_id=200/1#200/1/2.
- [93] « TC-08 enregistreur de données thermocouple à 8 canaux ». Picotech, 2019, [En ligne]. Disponible sur: <https://www.picotech.com/download/datasheets/tc-08-thermocouple-data-logger-data-sheet-fr.pdf>.
- [94] C. Hong, « Thermal Modelling of the Ventilation and Cooling inside Axial Flux Permanent Magnet Generators », Durham University, 2010.
- [95] G. Airoidi, « Numerical Investigations of Air Flow and Heat Transfer in Axial Flux Permanent Magnet Electrical Machines », Durham University, 2010.