



HAL
open science

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

Martin Cantegrel

► **To cite this version:**

Martin Cantegrel. Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire. Autre. Ecole Centrale de Lille, 2012. Français. NNT : 2012ECLI0029 . tel-00794532

HAL Id: tel-00794532

<https://theses.hal.science/tel-00794532>

Submitted on 26 Feb 2013

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

En vue de l'obtention du

DOCTORAT EN GÉNIE ÉLECTRIQUE

Délivré par

L'École Centrale de Lille

Présentée et soutenue par

Martin Cantegrel

Le 27 novembre 2012

Titre

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

Jury

M. Claude Marchand, Professeur, LGEP, Président du Jury
M. Thierry Floquet, Chargé de recherche, LAGIS, Examineur
M. Laurent Gerbaud, Professeur, G2ELab, Rapporteur
M. Mohamed Gabsi, Professeur, SATIE, Rapporteur
M. Stéphane Brisset, Maître de conférences, L2EP, Directeur de thèse
L. Frédéric Gillon, Maître de conférences, L2EP, Codirecteur de thèse

Ecole doctorale : ED SPI

Unité de recherche : L2EP, Équipe Optimisation

PRES Université Lille Nord de France

Avant-propos

Ces travaux ont été effectués sous la direction de Stéphane Brisset et Frédéric Gillon au sein du laboratoire L2EP de Lille sur le site de l'Ecole Centrale de Lille, et sous la direction de Mr Laurent Nicod sur le site d'Alstom-Transport à Tarbes. Il est difficile de citer toutes les personnes qui ont aidé d'une façon ou d'une autre à la réalisation de ces travaux, aussi je voudrais commencer par remercier en commun tous ceux qui m'ont apporté un soutien technique, administratif ou qui m'ont apporté leurs encouragements. Même si je ne les ai pas tous en tête au moment de rédiger ces remerciements, je ne les ai pas oubliés et leur adresse toute ma reconnaissance.

Je souhaiterais citer Mme Régine Duplouich qui m'a rappelé plusieurs fois mes livrables, comme par exemple le présent manuscrit, et plus généralement le personnel de l'Ecole Centrale de Lille pour sa disponibilité et ses conseils bienveillants. Je pense à Xavier Cimetière pour sa grande disponibilité et son support quotidien, et également à Simon, Fabien, Kongseng, Christophe et aux autres. Une petite pensée pour l'excellente ambiance au sein de l'équipe des doctorants et permanents en génie électrique à l'Ecole Centrale de Lille. C'était un plaisir d'être à leurs côtés : Alex, les 2 Nicolas, Mathieu, Amir, Jinlin, Sophie, Xavier, François, Dimitri et Vera, les 2 Pierre, Aymen, Dan, Matthias, Antoine, Wenhua et tous les autres ! Je ne vous oublierai pas !

Une petite pensée pour l'excellent accueil lors de mes séjours à Tarbes. Une pensée particulière pour Joseph, Jean-Luc, Damien et Cédric pour tous les bons moments. Un grand merci à tous ceux qui ont eu la gentillesse et la patience d'assister à mes exposés et de me prodiguer des conseils précieux, Pierre et Emmanuel, les 2 Michel, Sébastien et surtout Robert pour ses explications techniques et sa vision du sujet. Et à toutes les autres personnes à Alstom qui m'ont aidé, Rockys et Piotr, Guillaume, José, Marc, Philippe, et à ceux que j'aurais peut-être oubliés dans cette liste mais dont je suis sûr que le souvenir est intact dans ma mémoire.

Enfin, un grand merci à Mr Laurent Nicod pour l'initiative de cette collaboration, pour son intérêt pour le sujet, son appui énergétique. Enfin, je tiens particulièrement à remercier Mr Stéphane Brisset pour m'avoir permis d'intégrer l'équipe Optimisation, pour avoir accepté de diriger mes travaux, et pour ses efforts dans l'organisation de la soutenance. Un grand merci également à Mr Frédéric Gillon, co-directeur de cette thèse, pour le temps qu'il a consacré à ces travaux, pour sa grande disponibilité, sa confiance et sa grande patience.

Bien sûr un travail de thèse n'est rien sans son jury. Je profite de ces quelques mots pour lancer un merci appuyé à mes rapporteurs Mr Laurent Gerbaud et Mr Mohamed Gabsi pour leur relecture attentive et leur analyse détaillée du présent rapport. Je remercie également le président du jury Mr Claude Marchand pour la manière avec laquelle il a présidé à cette soutenance, et lui exprime toute ma reconnaissance.

Sommaire

Avant-propos.....	2
Introduction.....	10
1 Contexte du projet.....	13
1.1 Evolution des chaînes de traction.....	13
1.1.1 Intérêt du ferroviaire.....	13
1.1.2 La machine à vapeur.....	13
1.1.3 Traction électrique ancienne.....	14
1.1.4 Evolution récente de la traction électrique.....	15
1.1.5 Des équipements de traction plus compacts.....	17
1.1.6 Le stockage d'énergie à bord.....	19
1.2 Interrupteurs au Carbure de Silicium.....	20
1.2.1 Apparition et évolution.....	20
1.2.2 Augmenter la fréquence de découpage.....	20
1.2.3 Augmenter la fréquence électrique.....	21
1.2.4 Plan de l'étude.....	21
1.3 Stockage de l'énergie à bord.....	22
1.3.1 Fonction d'un stockage embarqué.....	22
1.3.2 Technologies de stockage embarqué.....	22
1.4 Conception systémique des chaînes de traction.....	23
1.4.1 Intérêt d'une conception systémique.....	23
1.4.2 Outils pour la conception systémique.....	23
1.4.3 Plans d'expériences.....	23
1.4.4 Optimisation sous contraintes.....	24
1.4.5 Optimisation multi-niveaux.....	25
1.5 Conclusion.....	25
2 Système de stockage embarqué.....	26
2.1 Introduction.....	26
2.2 Description du système de stockage existant.....	26
2.3 Calcul de la consigne de puissance.....	27
2.3.1 Puissance de référence.....	27
2.3.2 3 méthodes proposées.....	28
2.3.3 Limites du moyen de stockage en puissance et en énergie.....	29
2.3.4 Méthode 1, minimisation de l'énergie échangée.....	30

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

2.3.5	Méthode 2, charge et décharge au plus vite.....	31
2.3.6	Méthode 3, écrêtage des pics de puissance.....	32
2.3.7	Exemple de résultat sur un parcours de tramway	33
2.4	Maximisation de la rentabilité des systèmes de stockage.....	35
2.5	Calcul des ondulations et de la température	36
2.6	Modèle de dimensionnement des composants.....	38
2.7	Optimisation des composants	39
2.7.1	Description du problème	39
2.7.2	Présentation des résultats.....	40
2.8	Conclusion.....	41
3	Chaîne de traction de métro, solution actuelle et solution à l'étude	42
3.1	Solution actuelle	42
3.1.1	Dimensions	42
3.1.2	Performances	42
3.1.3	Réducteur.....	43
3.1.4	Moteur	43
3.1.5	Schéma de puissance	44
3.1.6	Bilan masse.....	44
3.1.7	Bilan consommation.....	45
3.2	Intérêt des interrupteurs à Carbure de Silicium pour la traction ferroviaire.....	46
3.2.1	Spécificité des interrupteurs à Carbure de Silicium	46
3.2.2	Comparaison des pertes d'un pack SiC par rapport à un pack Si de calibre proche ..	46
3.3	Choix technologiques pour la nouvelle solution	50
3.3.1	Type de moteur.....	50
3.3.2	Bobinage.....	50
3.3.3	Forme des encoches.....	51
3.3.4	Type et épaisseur d'isolant.....	51
3.3.5	Coefficient de remplissage	51
3.3.6	Onduleur	52
3.3.7	Tôle utilisée	53
3.3.8	Refroidissement du moteur.....	53
3.3.9	Radiateur air/huile	54
3.3.10	Réducteur.....	55
3.4	Caractéristiques du réducteur à grande vitesse d'entrée	56
3.4.1	Masse.....	56
3.4.2	Rendement du réducteur.....	57

3.5	Déroulement de l'étude.....	57
3.5.1	Modèle de simulation sur point de fonctionnement	57
3.5.2	Modèle de simulation thermique.....	58
3.5.3	Conception optimale.....	58
3.5.4	Réduction du domaine d'étude.....	59
3.6	Conclusion.....	60
4	Modèle de simulation sur points de fonctionnement.....	61
4.1	Degrés de libertés	61
4.1.1	Liste des degrés de liberté	61
4.1.2	Coefficient de réduction	61
4.1.3	Rayon d'alésage r et longueur de fer l	61
4.1.4	Nombre d'encoches $nbrenc$ et nombre de paires de pôles p	62
4.1.5	Variables géométriques $eenc$, $ecul$, $eaim$	62
4.1.6	Nombre total de conducteurs n	63
4.1.7	Fréquence de découpage f_d	63
4.2	Grandeurs calculées.....	63
4.2.1	Grandeurs calculées variables en fonction du point de fonctionnement ou du temps.....	63
4.2.2	Grandeurs indépendantes du point de fonctionnement.....	64
4.3	Description du calcul.....	64
4.3.1	Etapas du calcul.....	64
4.3.2	Nomenclature	65
4.3.3	Organigramme.....	65
4.3.4	Schéma des liens.....	66
4.4	Dimensions du moteur.....	67
4.4.1	Rayons	67
4.4.2	Masses	68
4.4.3	Sections calculées dans l'encoche.....	68
4.4.4	Surfaces d'échange avec le liquide de refroidissement.....	68
4.5	Calcul électromagnétique	68
4.5.1	Epaisseur d'entrefer équivalente	68
4.5.2	1 ^{ière} fonction de bobinage $N(phase,slot)$	69
4.5.3	2 ^{ième} fonction de bobinage $N'(phase,slot)$	71
4.5.4	Force magnétomotrice des aimants	72
4.5.5	Induction due aux aimants dans l'entrefer	73
4.6	Caractéristiques à vide.....	73
4.6.1	Expression de la coénergie magnétique.....	73

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

4.6.2	Couple de détente	74
4.6.3	Flux à vide vu par les phases	74
4.6.4	Inductance radiale.....	75
4.6.5	Inductance de fuite d'encoche.....	76
4.6.6	Inductance totale.....	77
4.6.7	Constantes de la machine	78
4.7	Principe de la simulation sur points de fonctionnement.....	78
4.8	Fondamental de tension.....	79
4.9	Stratégie de découpage	80
4.9.1	Avantage du calcul analytique du spectre	80
4.9.2	Expression de la tension de phase	80
4.9.3	Détermination des paramètres m et ind de l'expression du spectre	81
4.9.4	Expression de la tension phase-neutre.....	82
4.10	Calcul des courants et du couple	83
4.11	Calcul des critères sur point de fonctionnement.....	84
4.11.1	Profil de mission du métro	84
4.11.2	Tension, courant, densité de courant et pertes Joule	85
4.11.3	Induction dans le fer et pertes fer	86
4.11.4	Calcul des distorsions	88
4.12	Calcul des pertes dans l'onduleur	88
4.12.1	Nécessité de modèles de pertes moyennées par période électrique.....	88
4.12.2	Modèle de pertes moyennes par conduction.....	88
4.12.3	Modèle d'énergie moyenne perdue lors des commutations	89
4.12.4	Expression des pertes de l'onduleur.....	90
4.13	Conclusion.....	92
5	Modèle de simulation thermique	93
5.1	Introduction	93
5.1.1	Modèle pour le calcul des températures	93
5.1.2	Plan de l'étude thermique.....	94
5.1.3	Refroidissement du rotor	95
5.2	Expression de la puissance spécifique du refroidisseur.....	95
5.2.1	Calcul analytique pour un radiateur à contre-courant.....	95
5.2.2	Validation pour le cas d'un radiateur à courant croisés	98
5.3	Identification d'un modèle de dimensionnement du refroidisseur.....	99
5.3.1	Données estimées d'après la documentation d'un refroidisseur du marché	99
5.3.2	Données estimées d'après un radiateur automobile	100

5.3.3	Modèle identifié.....	101
5.4	Calcul en régime permanent.....	101
5.4.1	Intérêt du calcul en régime permanent	101
5.4.2	Limites de l'étude.....	102
5.4.3	Volumes considérés.....	102
5.4.4	Calcul des résistances thermiques	103
5.4.5	Résultats sur le cas de référence.....	105
5.5	Méthode de simulation thermique temporelle.....	105
5.5.1	Utilité de la méthode	105
5.5.2	Grandeurs apparaissant dans le système d'équations.....	106
5.5.3	Exemple à 6 volumes.....	107
5.6	Simulation thermique temporelle du système à l'étude	110
5.6.1	Discrétisation du radiateur.....	110
5.6.2	Schéma du système complet.....	112
5.6.3	Résultats sur le système de référence	113
5.7	Conclusion.....	114
6	Conception optimale et solution proposée.....	116
6.1	Introduction	116
6.2	Entrées du modèle de dimensionnement	116
6.3	Expression du couple moyen.....	118
6.3.1	Expression du couple d'après les amplitudes de B_a , N et I	118
6.3.2	Expression de l'amplitude de N	118
6.3.3	Expression de l'amplitude de I	119
6.3.4	Expression du couple en fonction de l'induction dans l'entrefer et du courant linéique 119	
6.4	Modèle de dimensionnement.....	120
6.4.1	Section de cuivre et profondeur d'encoche.....	120
6.4.2	Coefficient de bobinage.....	120
6.4.3	Epaisseur d'aimant et coefficient de courbure	121
6.4.4	Longueur d'empilage du fer.....	122
6.4.5	Nombre de conducteurs d'après le courant de phase	122
6.4.6	Fréquence de découpe	122
6.4.7	Epaisseur des culasses	122
6.5	Structures retenues.....	122
6.5.1	Limitation du domaine d'étude	122
6.5.2	Critères de préférences dans la littérature.....	123

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

6.5.3	Coefficients de bobinage calculés	123
6.5.4	Critères de préférence sur le couple	123
6.5.5	Principe de la réduction du domaine d'étude	124
6.5.6	Machines retenues	127
6.6	Effet des variables sur les critères	129
6.6.1	Exemple de l'effet de l'induction dans l'entrefer	129
6.6.2	Effet individuel de chaque variable	130
6.6.3	Conclusion sur l'effet des variables	132
6.7	Gain de masse en fonction du rapport de réduction	132
6.7.1	Schéma de l'optimisation	132
6.7.2	Variables fixées	133
6.7.3	Résultats	134
6.7.4	Analyse des résultats de l'optimisation	135
6.8	Description détaillée d'une solution	136
6.8.1	Solution considérée	136
6.8.2	Force magnétomotrice et flux à vide	136
6.8.3	Courant de phase et pertes par commutation	137
6.8.4	Températures	139
6.9	Comparaison avec la solution actuelle	140
6.9.1	Domaine de fonctionnement des moteurs	140
6.9.2	Réduction de la masse	140
6.9.3	Comparaison des masses	141
6.9.4	Comparaison des pertes	141
6.10	Synthèse de la démarche	142
6.10.1	Modéliser le problème de conception dans son ensemble	142
6.10.2	Ouvrir le champ d'investigations de l'étude	142
6.10.3	Minimiser le nombre de degrés de liberté	142
6.10.4	Choix des degrés de liberté les plus pertinents et analyse du modèle	143
6.10.5	Optimisation	143
6.10.6	Amélioration à apporter	143
6.11	Conclusion sur l'intérêt du moteur proposé	144
	Conclusion	145
	Bibliographie	148
1)	Livres	148
2)	Thèses	148
3)	Articles	149

4) Autres documents	149
Annexes.....	151
1) Présentation du projet OPSIM.....	151
2) Définition des stratégies MLI pour l'AGV	152
Titre.....	154
Résumé.....	154
Mots-clé.....	154
Title	154
Abstract	154
Keywords	154

Introduction

La tendance actuelle est à des systèmes de traction de plus en plus compacts. Cette compacité a pour but de faciliter l'intégration du système de traction dans le véhicule, et de maximiser l'espace pour les voyageurs. Les tramways actuels sont souvent à plancher plat intégral, comme par exemple le Citadis d'Alstom [L2]. En matière de grande vitesse, le Shinkansen à 2 niveaux et motorisation répartie constitue une référence en termes de capacité d'emport de passagers [D4]. Dans ces deux exemples l'espace dévolu aux systèmes de traction est réduit, par rapport aux générations de trains antérieures. La réduction d'encombrement est une problématique actuelle, objet de concurrence entre les constructeurs de trains.

Une autre problématique actuelle est la réduction de la consommation. Historiquement, la suppression des rhéostats avec les débuts de l'électronique de puissance a permis une réduction significative de la consommation des trains soumis à des démarrages fréquents. Auparavant, le couple était réglé le plus souvent par un rhéostat en série avec l'induit des machines à courant continu, en plus du réglage du courant de l'inducteur [L2]. A bord des trains actuels, une résistance contrôlée par un hacheur subsiste. La fonction de cette résistance est de dissiper l'énergie renvoyée par les moteurs lors des freinages non récupératifs, ou freinages dissipatifs. La diminution de la consommation des équipements de traction actuels passe principalement par la réduction du recours à ces freinages dissipatifs. Cette réduction peut être amenée par une gestion coordonnée des différents trains, par la mise en place de sous-stations récupératrices, ou encore par l'installation de moyens de stockage embarqués ou au sol. Dans le cas d'un transport urbain, métro ou tramway, le cycle de fonctionnement consiste en une suite de démarrages et d'arrêts, les périodes de fonctionnement à vitesse constante sont limitées. La diminution des freinages dissipatifs est donc un moyen incontournable pour diminuer la consommation. Concernant la consommation, une autre amélioration peut être apportée par l'augmentation du rendement intrinsèque des convertisseurs et des moteurs. La réduction de la consommation est une problématique appelée à devenir de plus en plus prégnante avec l'augmentation du coût de l'énergie.

Les années 2000 ont marqué un tournant dans la conception de systèmes ferroviaires selon [L2]. L'outil informatique permet en phase d'avant-projet d'assembler les composants sur une maquette virtuelle, et de se rendre compte des encombrements (par exemple en utilisant le logiciel *Pro Engineer*). Dans le domaine du génie électrique, l'outil informatique permet la multiplication des modèles. Parmi ces modèles, on peut distinguer les modèles de dimensionnement et les modèles de simulation. La finalité est toujours d'aboutir à un meilleur dimensionnement et une meilleure utilisation des systèmes. Il peut s'agir de modèles en flux de puissance, de modèles moyens par période électrique, de modèles de simulation des transitoires (systèmes d'équations différentielles dépendantes du temps). Ces modèles de simulation des transitoires permettent de connaître les flux et potentiels dans différents domaines de la physique utiles au concepteur électrotechnicien : électricité, mécanique des fluides, thermique, magnétisme. Ils peuvent être décrits sous forme de schémas-bloc (Logiciel *Simulink*) ou de circuits (Logiciels *Saber*, *Simplorer*, *PSim*, *PSpice*). Les simulations par éléments ou volumes finis permettent de connaître en détail les grandeurs magnétiques (Logiciel *Maxwell*, ...), fluidiques (Logiciel *Fluent*), ou thermiques (Logiciel *Flowtherm*, ...) dans le volume du composant en cours de conception ou simulé dans une nouvelle configuration. Les modèles représentant les composants existants peuvent être stockés sous une forme standardisée dans une base de données. Lorsqu'un nouveau projet est lancé, le concepteur peut aller chercher rapidement dans cette base de données les composants existants et étudier leur adaptabilité (logiciel interne d'Alstom *Cithel*).

La puissance croissante des ordinateurs permet de multiplier les essais virtuels, et d'ajuster au mieux les variables des modèles. Pour atteindre cet objectif, les algorithmes d'optimisation sont d'autant plus indispensables que le nombre de variables est important et que le couplage (interdépendance) des variables est important. Le développement de méthodes (d'un point de vue mathématique) d'optimisation efficaces est tout aussi, sinon plus important que la puissance des ordinateurs dans l'objectif d'atteindre des optimums. Dans l'industrie, la maîtrise de l'outil d'optimisation est parfois confiée ou partagée avec une entreprise sous-traitante, comme l'illustre l'association *d'Eurodécision* et de *Renault* dans le cadre du projet OPSIM (descriptif en annexe). L'optimisation est une discipline à part entière et peut nécessiter une expertise de spécialiste, même si des solutions existent pour faciliter l'accès aux ingénieurs (logiciel *ModeFrontier*).

En résumé, la diminution de l'encombrement des systèmes de traction, la diminution de la consommation énergétique, l'utilisation de méthodes numériques de simulation et d'optimisation sont trois enjeux de la traction ferroviaire actuelle, et forment le fil conducteur du présent rapport. Ces enjeux sont développés dans le chapitre 1. Les chapitres suivants décrivent les thèmes abordés, les modèles et les optimisations réalisés.

Cette thèse est intervenue dans le cadre du projet OPSIM dont un descriptif est donné en annexe. Cette thèse a été réalisée en collaboration avec *Alstom-transport Tarbes*. Les attentes *d'Alstom* qui ont motivé cette thèse sont reportées dans le document de lancement du projet OPSIM. Il s'agit de montrer l'utilité de l'optimisation pour la conception des chaînes de traction, pour l'amélioration des produits et pour la réduction des temps de cycle. Du point de vue scientifique, les retombées attendues concernent principalement la méthodologie d'optimisation. Les problèmes industriels traités doivent permettre d'éprouver les méthodes développées et d'en développer de nouvelles. En particulier, l'objectif est de mettre en œuvre des méthodes d'optimisation multi-niveaux [L8][T2][A8].

Deux thèmes principaux ont été abordés, et sont développés dans le présent rapport. Le premier concerne un système de stockage embarqué. L'objectif est d'arriver à un dimensionnement optimal de tous les composants du système de stockage, la fonction de ce système étant de diminuer l'énergie consommée par le tramway. Les résultats des recherches sur ce thème sont l'objet du chapitre 2. Les attentes *d'Alstom* sur ce thème ont concernées la stratégie de commande. Plus généralement, ce thème a été l'occasion d'étudier les stratégies de commande, de dimensionner le stockage par rapport à son retour sur investissement, et enfin de tester une méthode originale d'optimisation multiniveaux de *Target Cascading* [A8] pour dimensionner plus en détail les composants du système de stockage.

Le second thème concerne la pré-étude d'une chaîne de traction pour métro. La chaîne de traction proposée doit avoir un encombrement et des pertes réduites, par rapport à une chaîne de traction actuelle. La chaîne de traction actuelle, qui sert de référence, est présentée au chapitre 3. Dans ce même chapitre sont détaillés les choix technologiques propres à la solution proposée. Au chapitre 4 est présenté le modèle de simulation. Ce modèle considère un système de traction déjà dimensionné, et calcule principalement des grandeurs dépendant du point de fonctionnement. Parmi ces grandeurs figurent les pertes Joule et les pertes fer. A partir de ces pertes, le modèle présenté au chapitre 5 calcule les températures en différents points du système. Au chapitre 6 est réalisée l'optimisation et une solution optimale suivant les critères retenus est détaillée. Les attentes *d'Alstom* concernaient la validation, la quantification de l'intérêt, et l'assimilation de la démarche de la conception optimale.

Une originalité du travail développé dans ce manuscrit est la prise en compte du problème de conception dans son ensemble. Une attention toute particulière a été apportée à ne pas oublier de composants ou de critères importants, dans la mesure des données à disposition. En effet, c'est un

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

système entier qui est conçu et c'est un problème de conception entier qui doit être résolu. L'oubli d'un composant ou d'un critère pourrait conduire à une solution sous-optimale voire inadaptée.

Une autre idée concerne la conception simultanée de la commande avec le dimensionnement. Cette idée s'est traduite par la prise en compte de la fréquence de découpage dans la conception du moteur à grande vitesse, par la recherche de la stratégie de pilotage dans le cas du système de stockage.

Dans les deux cas, système de stockage, chaîne de traction à grande vitesse, l'utilisation du système conçu est fondamentalement cyclique. Pour cette raison une donnée d'entrée incontournable du dimensionnement est le cycle de fonctionnement. Les résultats du chapitre 6 montrent que le cycle de fonctionnement impacte significativement la conception du moteur.

1 Contexte du projet

Ce document traite de conception de systèmes de traction futurs. Pour cette raison, il est utile de commencer par un exposé des systèmes de traction passés et actuels, ce qui est fait en partie 1.1. En parties 1.2 et 1.3, les possibilités offertes par les futurs interrupteurs à Carbone de Silicium et le stockage à bord sont introduits. En effet, il s'agit des deux évolutions investiguées dans ce travail. Parallèlement à ces évolutions d'ordre technologique, les progrès de l'informatique permettent de multiplier modélisation et simulation. Ces progrès concernent le matériel (capacité de calcul augmentée) ainsi que le génie logiciel et les mathématiques appliquées (outils de simulation et d'optimisation). Au cours des études décrites dans le présent document, différentes méthodes numériques (analyse et plus particulièrement optimisation) ont été utilisées dans le but de trouver des solutions optimales sur la base des modèles établis. Ces méthodes sont décrites en partie 1.4. Dans cette partie 1.4, on insiste au travers d'exemples sur le fait que la conception de tout système est systémique, dans le sens où cette conception est indissociable de la fonction du système entier. Cette considération a guidé la réalisation des modèles.

1.1 Evolution des chaînes de traction

1.1.1 Intérêt du ferroviaire

Les premières voies ferrées ont été construites dans des mines au 16^{ième} siècle, dans le but de permettre aux hommes et aux chevaux de transporter des charges plus importantes en suivant un parcours imposé. Les deux grandes caractéristiques du ferroviaire sont la résistance à l'avancement réduite, et le guidage.

En matière de transport, le rail a un avantage énergétique important par rapport à la route. Globalement, le rail représente en France 2.5% d'énergie consommée pour 10% de passager-kilomètres parcourus. La plupart des grandes lignes sont électrifiées ; l'électricité est principalement produite en France par des centrales nucléaires qui ne rejettent pas de CO_2 . Pour ces raisons, le transport ferroviaire est, en France, peu producteur de CO_2 . Par rapport à la voiture et l'avion, le ferroviaire est ainsi non seulement plus économique en terme d'énergie, mais surtout beaucoup moins polluant.

Parmi les autres avantages du transport ferroviaire par rapport à la route, les temps de parcours sont réduits, la sécurité et le confort des passagers sont améliorés. Ces avantages étaient plus marqués au début du 20^{ième} siècle qu'aujourd'hui. C'est probablement pour cette raison que d'une part le nombre de kilomètres de voies ferrées a diminué, et que d'autre part la plus grande partie du trafic s'est concentrée sur des axes importants. Il ne subsiste plus en effet que 30000 km de voies ferrées aujourd'hui au lieu de 60000 km en 1900. Cependant, le réseau routier étant bien développé aujourd'hui, on peut penser que les limites de cette évolution sont atteintes [L1].

Parmi les grandes innovations qui ont fait évoluer la traction ferroviaire, il faut citer la machine à vapeur vers 1800, la traction électrique à partir de 1880, et enfin l'électronique de puissance à partir de 1970.

1.1.2 La machine à vapeur

La machine à vapeur a considérablement augmenté l'effort disponible pour mettre en mouvement les convois. Cela a permis au transport ferroviaire de sortir des mines où il se trouvait confiné. A partir de 1830 a débuté en Europe la construction de voies ferrées pour relier des villes lointaines, transporter des hommes et des marchandises. Cependant, la forte inertie de la machine, la faible puissance massique, la difficulté d'acheminer le charbon, le travail difficile des mécaniciens, les temps de

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

maintenances sont des limites pour la traction à vapeur. La présentation d'un prototype de train électrique en Allemagne en 1880 a fait sensation, mais il a fallu longtemps à l'électricité pour supplanter la vapeur.

1.1.3 Traction électrique ancienne

Du début de la traction électrique, l'absence de convertisseurs de puissance commandés a pratiquement fait de la machine à collecteur à excitation série la seule technologie utilisée commercialement [L2]. Deux solutions ont été trouvées pour alimenter des moteurs de ce type et régler le couple, respectivement à partir d'une caténaire continue et monophasée. A partir d'une caténaire de tension continue basse, de 600 V à 3000 V, le couple peut être réglé par des résistances variables selon le schéma de la Figure 1-1. A partir d'une tension monophasée haute, de l'ordre de 12 kV à 15 kV, le montage en *moteur direct* permet d'attaquer directement le moteur par une tension monophasée réduite, en utilisant un autotransformateur variable, dit *transformateur à gradins* ou encore *graduateur*, selon le schéma de la Figure 1-2.

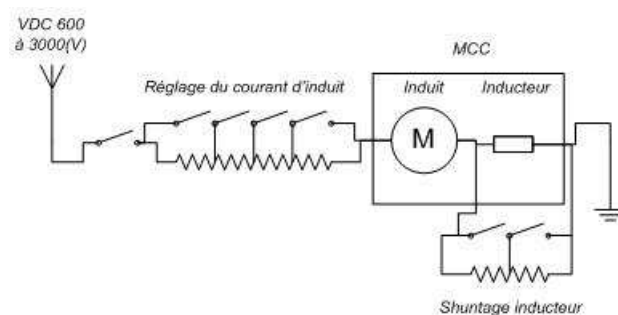


Figure 1-1. Principe d'une chaîne de traction ancienne à tension continue

Un avantage de la tension continue était l'indépendance par rapport au réseau industriel triphasé. En effet, les caténares pouvaient être alimentées par des redresseurs à vapeur de mercure, connectés au réseau industriel. Par rapport au moteur *direct*, la commande du moteur était aussi plus aisée, et la masse embarquée plus faible, en l'absence de transformateur. Cependant, les pertes et la chaleur à évacuer étaient importantes en raison de la puissance perdue dans les rhéostats, même si des solutions techniques ont été trouvées pour réduire ces pertes. D'autre part, la caténaire devait être dimensionnée en relation avec des courants importants.

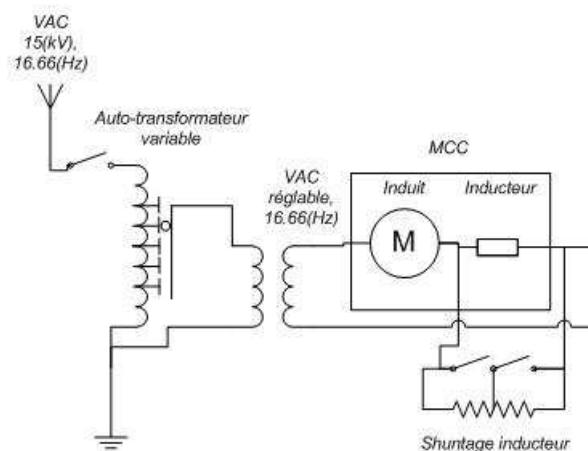


Figure 1-2. Principe d'une chaîne de traction ancienne à tension monophasée et moteur direct

Dans le cas de la tension monophasée, le bon fonctionnement du *moteur direct* nécessitait d'utiliser des fréquences basses pour faciliter la commutation : 16.66 Hz à 25 Hz . Ces fréquences étaient difficiles à obtenir à partir du réseau industriel de 50 Hz . Il était nécessaire d'utiliser des groupes tournant. Cependant, à cette époque l'exploitation des voies ferrées était réalisée par de multiples compagnies disposant parfois de leurs centrales de production électrique fournissant directement la fréquence adéquate. D'autre part, le *moteur direct* était de construction plus complexe, et n'était performant que pour une vitesse nominale. Le démarrage de trains lourds était plus difficile.

A partir des années 1950, les premiers redresseurs embarqués permettent d'alimenter les trains grandes lignes avec une tension monophasée à la fréquence industrielle de 50 Hz , selon le schéma de principe de Figure 1-3, qui combine les avantages des deux solutions antérieures. Les diodes du schéma étaient initialement des *ignitrons* à vapeur de mercure. Dans les électrifications nouvelles de grandes lignes, le $25\text{ kV-}50\text{ Hz}$ a pris le pas sur les autres tensions, avec l'avantage d'un nombre de sous-stations réduites.

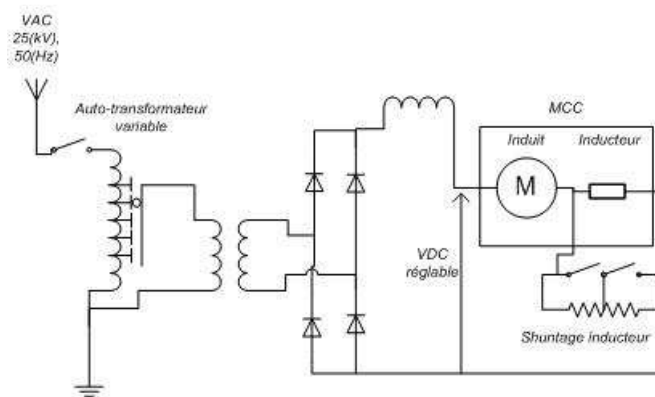


Figure 1-3. Chaîne de traction ancienne à tension monophasée et redresseur

Pour les transports urbains, la tension continue de 600 V ou 750 V est restée la plus avantageuse jusqu'à nos jours. En effet, le transformateur est alors au sol, ce qui permet d'alléger le véhicule.

1.1.4 Evolution récente de la traction électrique

A partir de 1970, l'apparition des interrupteurs commandés va permettre les développements qui conduiront aux trains modernes. Appliquée au moteur à collecteur, l'électronique de puissance va permettre un contrôle plus fin du couple, par rapport à toutes les solutions antérieures. En particulier on s'affranchit des ruptures de couple dues aux positions discrètes du *graduateur* ou du *rhéostat*. La conséquence est une fiabilité accrue du moteur et de la transmission, un confort et des performances améliorés. Le contrôle de la tension se fait maintenant par un redresseur commandé sous caténaire monophasée, ou bien par un hacheur sous caténaire continue.

Etant donné que les interrupteurs commandés permettent de générer la tension souhaitée, y compris polyphasée, la suppression du collecteur devient envisageable, avec l'avantage d'une maintenance réduite. D'autre part, la vitesse périphérique du rotor n'est alors plus limitée. Cela permet de concevoir des moteurs plus petits et plus rapides, pour une puissance équivalente. A partir de 1980, différentes technologies de moteur seront utilisées, asynchrone à cage, synchrone à rotor bobiné, et enfin synchrone à aimants permanent, avec une progression en terme de puissance massique. En fait, ce rapport est en progression continue depuis les débuts de la traction électrique comme l'illustre la Figure 1-4 extraite de [D1].

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

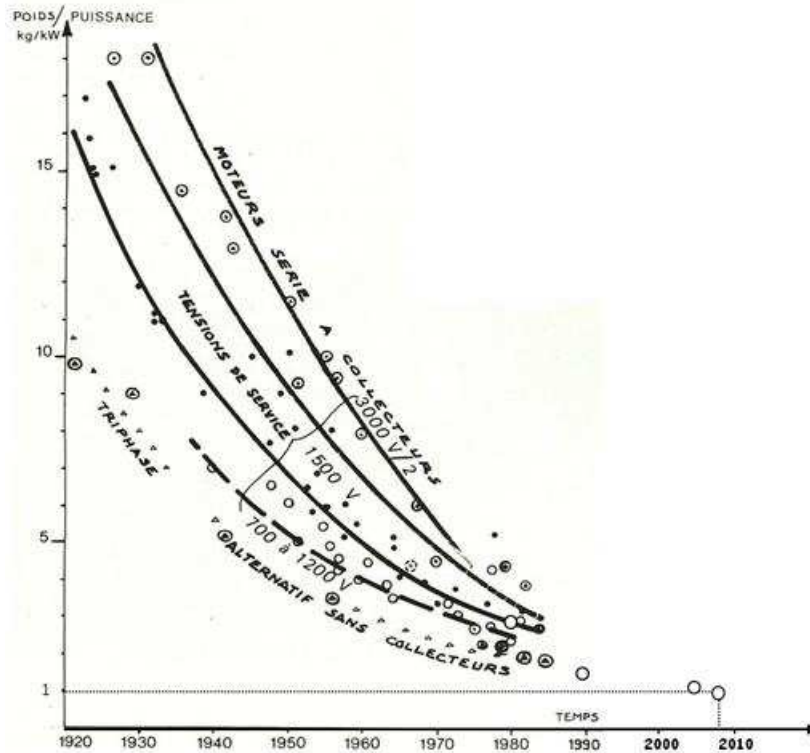


Figure 1-4. Evolution du rapport poids/puissance des moteurs de traction au cours du temps d'après [D1].

Dans le même temps l'évolution de l'électronique de puissance a été importante. Les premiers schémas de puissance à thyristors étaient complexes et conduisaient à des convertisseurs lourds et encombrants. L'utilisation des transistors *GTO* puis des *IGBT* a considérablement simplifié les convertisseurs qui sont également devenus de plus en plus compacts et légers. En outre, la qualité de la tension fournie au moteur a été améliorée. Le contenu harmonique du courant appelé sur la caténaire, ainsi que le facteur de puissance, défavorables au départ, ont été fortement améliorés. La Figure 1-5 décrit un schéma actuel avec un onduleur de tension.

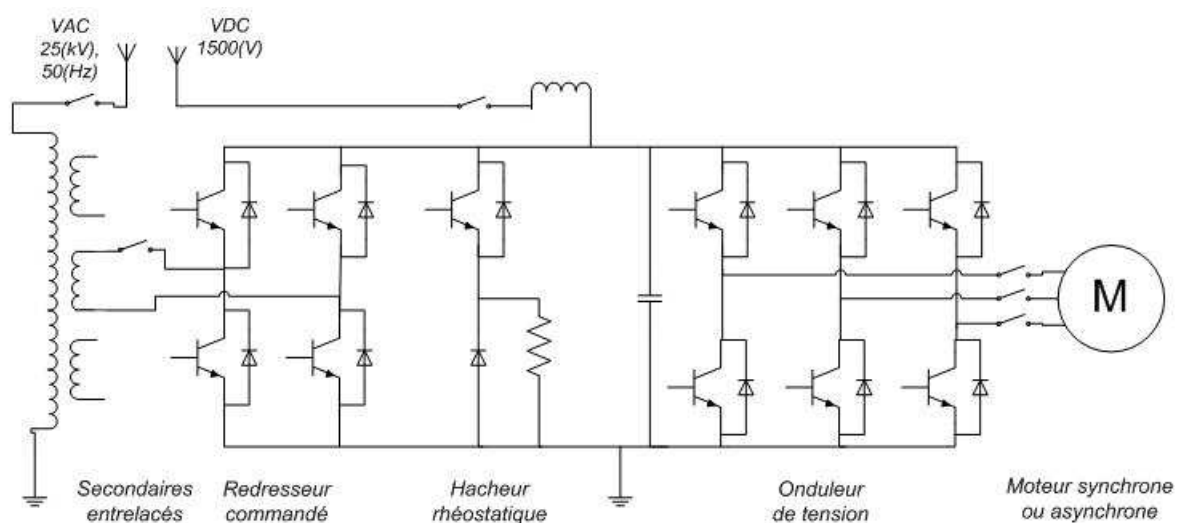


Figure 1-5. Schéma de principe d'une chaîne de traction actuelle bi-tension

Sur la Figure 1-5, l'onduleur de tension fournit au moteur une tension triphasée réglable en amplitude et en fréquence. Dans le cas d'une caténaire continue, le bus continu est relié à la caténaire par un filtre. Dans le cas d'une caténaire monophasée, la tension de bus est régulée par un redresseur commandé relié à un secondaire du transformateur. Le hacheur rhéostatique permet le freinage électrique lorsque la caténaire n'est pas réversible.

Les convertisseurs de puissance actuels utilisent exclusivement des *IGBT*. Les fabricants proposent des packs *IGBT* comprenant le transistor *IGBT* et sa diode en antiparallèle dans le même boîtier - Figure 1-6. Ces packs comprennent sur leur face supérieure les différentes connectiques haute et basse tension. La face inférieure est une surface plane destinée à transmettre la chaleur. Les packs sont ensuite montés sur une plaque à eau ou un radiateur. Les connectiques haute tension sont reliées par l'intermédiaire de bus bar. L'ensemble formé peut constituer un bras d'onduleur ou un onduleur entier, il comprend la commande rapprochée et constitue une unité élémentaire facilement déposable - Figure 1-6. Ces modules comprennent de façon courante l'onduleur et le bras du hacheur rhéostatique.



Figure 1-6. Pack IGBT *Mitsubishi 6500V/750A* et module de puissance *Palix* refroidi à eau

Un livre de synthèse sur la traction ferroviaire est [L2]. Après cet aperçu chronologique des équipements de traction, deux problématiques actuelles sont présentées. Les travaux de recherche décrits dans le présent manuscrit s'inscrivent dans ces problématiques.

1.1.5 Des équipements de traction plus compacts

Une problématique actuelle consiste à loger le maximum de passagers dans une longueur de quai donnée. Ce critère entraîne des efforts de recherche de la part de beaucoup de constructeurs de matériel roulant. C'est éventuellement un élément de préférence pour le client, comme l'illustre la Figure 1-7 issue d'une brochure publicitaire de *Siemens* [D2]. Du point de vue de ce critère, un train intéressant est le *TGV Duplex* à 2 niveaux et motorisation concentrée, qui emporte 45% de passagers de plus qu'un *TGV* classique, à 320(km/h) grâce à ses deux niveaux. Il existe également un train à grande vitesse et à 2 niveaux au Japon, le *Shinkansen* series E1 et E4 qui circule à 240(km/h) et emporte 1200 passagers pour 300(m) de longueur de quai. Dans ce cas la motorisation est répartie, une voiture motrice est suivie d'une remorque [D4].

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

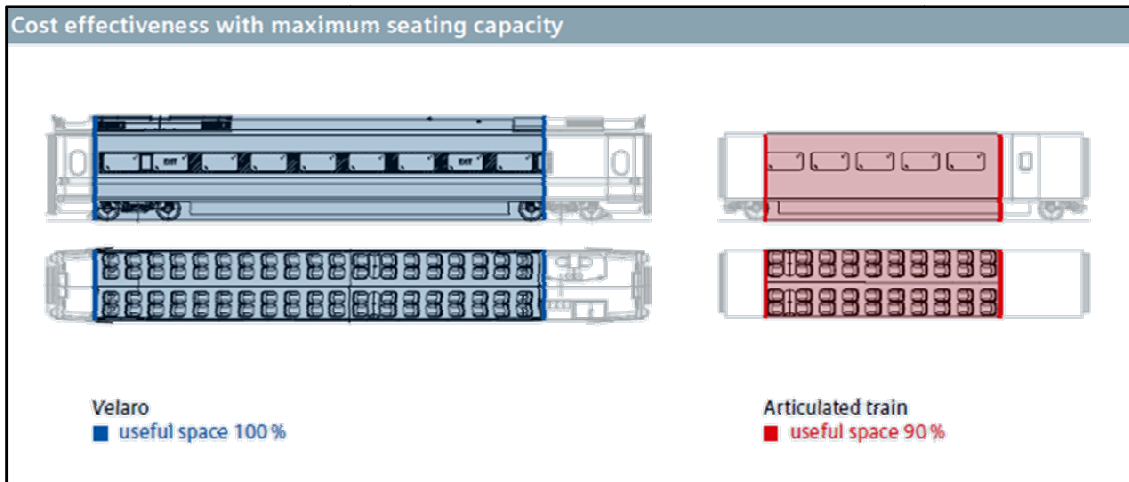


Figure 1-7. Importance du nombre de passagers par longueur de quai pour Siemens

Le nombre de passager a été aussi un élément clé dans le choix d'une motorisation répartie pour l'Automotrice Grande Vitesse d'Alstom (à un seul niveau), car ce choix permet de loger des passagers jusque dans les voitures aux extrémités. Sur ce train, l'électronique de puissance et les moteurs ont fait l'objet de fortes contraintes d'encombrement. La brochure d'Alstom met en avant l'avantage de ce train en termes de masse, mais aussi d'énergie [D3].

<h3>RÉDUIRE LES COÛTS GLOBAUX DE POSSESSION</h3> <p>L'AGV garantit un excellent niveau de performance en termes de coûts de possession. Les opérateurs peuvent en attendre :</p> <ul style="list-style-type: none">• Une économie d'énergie de 15% par rapport à ses concurrents grâce à l'architecture articulée (moins de bogies, réduction de la résistance à l'air), à la meilleure performance des moteurs à aimants permanents, au design aérodynamique et au poids total du train parfaitement optimisé (70 tonnes de moins que ses concurrents pour un AGV de 200m).• Une meilleure utilisation de l'énergie grâce au freinage électrodynamique par récupération qui restitue en priorité l'énergie sur le réseau lors des phases de ralentissement et d'arrêt.• Des gains de maintenance de l'ordre de 15%, en particulier grâce à la diminution du nombre de bogies, du moteur à aimants permanents fermé et auto ventilé et des études de maintenabilité menées en parallèle de la conception du train.	<h3>LE SYSTÈME DE TRACTION</h3> <p>L'AGV est alimenté par notre nouveau système de traction qui intègre des modules de puissance Onix 6,5kV à IGBT*, un bus intermédiaire de 3 600 V et nos nouveaux moteurs à aimants permanents (PMMs). Ces moteurs réduisent le poids de l'AGV et accroissent son efficacité énergétique. Les PMMs sont plus légers et plus compacts que les précédents moteurs asynchrones – leur poids et leur volume sont réduits d'1/3. Ils améliorent le ratio puissance/poids de plus d'1kW/kg et intègrent des circuits de ventilation simplifiés. Plus important encore, ils engendrent une consommation d'énergie plus faible et contribuent grandement à la performance énergétique de l'AGV, qui consomme 15% d'énergie en moins que les trains concurrents sur le marché de la très grande vitesse.</p> <p>La puissance de l'AGV peut être adaptée en fonction des objectifs : son énorme potentiel d'origine (22,6 kW/tonne) peut être réduit en limitant le nombre d'unités de traction pour les opérateurs qui n'ont pas l'intention de circuler quotidiennement à 360 km/h.</p>
--	--

Figure 1-8. Extraits d'une brochure commerciale sur l'AGV

La tendance à des chaînes de traction de plus en plus compactes ne concerne pas que la grande vitesse. Un exemple est la volonté d'un tramway à plancher bas intégral, qui a donné naissance au bogie Arpège. La partie centrale d'un bogie Arpège est évidée. Le moteur est à l'extérieur du châssis du bogie comme illustré sur la Figure 1-9 (à droite). Il s'agit de moteurs asynchrones de 175 kW pour 300 kg refroidis par eau. Le constructeur Skoda a opté pour une solution plus répartie avec des petits moteurs synchrones à aimants de 46 kW en prise directe sur chaque roue, sans réducteur - Figure 1-9 (à gauche) [D5]. Dans les véhicules sur pneus comme le VAL208, le moteur trouve sa place dans le moyeu [L2].

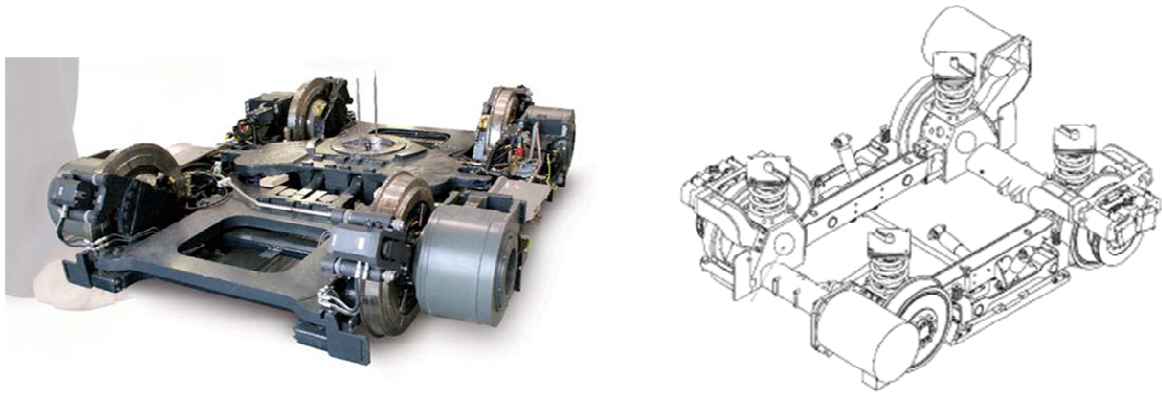


Figure 1-9. Bogies moteurs Skoda (à gauche) et Arpège (à droite, ancienne génération)

En résumé, la minimisation de la masse, des pertes, la volonté d'une chaîne de traction "invisible" sont des problématiques actuelles. Dans ce manuscrit, il est question de l'optimisation de la masse d'un système de traction pour métro lourd. Cette optimisation fait l'objet des chapitres 3 à 6. La solution technique proposée est basée sur l'emploi d'interrupteurs à Carbone de Silicium. Les avancées que permettront ces interrupteurs sont expliquées de façon qualitative en partie 1.2.

La conception décrite dans ce manuscrit est systémique, dans le sens où les composants ne sont pas optimisés individuellement. C'est le système de traction tout entier qui est optimisé de façon à être aussi performant que possible au regard des critères. L'intérêt d'une telle conception est décrit en partie 1.4.

Différentes méthodes numériques ont été utilisées au cours de cette étude. Le principe mathématique de ces méthodes est introduit en partie 1.4. Ces méthodes fournissent une aide précieuse au concepteur, en particulier quand le lien entre les degrés de libertés et les critères qu'il cherche à optimiser est trop complexe, et résiste à l'analyse.

1.1.6 Le stockage d'énergie à bord

La Figure 1-10 montre deux tramways *Citadis* en action respectivement à Bordeaux et Nice. Outre l'intégration des équipements de traction et le plancher bas, il faut remarquer l'absence de caténaire. C'est une particularité de l'offre d'*Alstom* de proposer des solutions sans caténaire, principalement pour ne pas défigurer les centres historiques. A Bordeaux la solution technique est une alimentation par le sol (A.P.S) ; à Nice il s'agit de batteries embarquées.



Figure 1-10. Tramways Citadis à Bordeaux (à gauche) et Nice (à droite)

Le stockage d'énergie est un sujet actuel. Il concerne d'une part les véhicules urbains légers, et d'autre part l'hybridation des locomotives de manœuvre [T1].

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

En partie 1.3.1 seront détaillées les différentes fonctions d'un système de stockage embarqué. En partie 1.3.2 seront présentés les solutions techniques commercialisées, avec leurs avantages et inconvénients. Au chapitre 2 sera présentée l'optimisation d'un système de stockage embarqué. Le but de cette étude concerne l'évaluation d'une méthode d'optimisation, introduite en partie 1.4.5.

Les deux voies d'amélioration des systèmes de traction futurs évoquées, interrupteurs au Carbure de Silicium et système de stockage de l'énergie (SSE), sont précisées dans les parties suivantes, respectivement 1.2 et 1.3.

1.2 Interrupteurs au Carbure de Silicium

1.2.1 Apparition et évolution

Le carbure de Silicium (SiC) est un substrat permettant de réaliser des composants électroniques. Les premières applications en électronique de puissance sont intervenues au début des années 2000. Le carbure de Silicium est un substrat prometteur parmi d'autres, nitrure de Gallium (GaN) et diamant [A1], mais son utilisation industrielle est à un stade plus avancé.

Powerex® propose des modules hybrides comportant un *IGBT* au Silicium et une diode *Schottky SiC*, et aussi un module avec un transistor *MOSFET SiC*. C'est ce dernier interrupteur qui est considéré pour cette étude [D6].

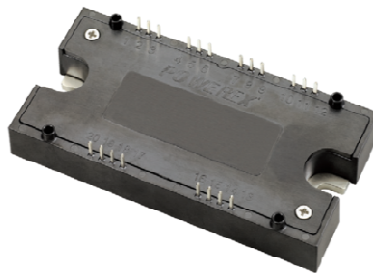


Figure 1-11. Interrupteur *Powerex* 1200(V) – 100(A)

Au chapitre 3, un modèle de pertes identifié sur un banc d'essai est utilisé pour évaluer les performances de cet interrupteur, par rapport à un interrupteur au Silicium. Les résultats mettent en avant une énergie perdue par commutation fortement réduite. C'est cet avantage qui est mis à profit pour cette étude.

Un des objets de l'étude est de quantifier l'intérêt du Carbure de Silicium pour la traction ferroviaire. Appliqué au schéma de la Figure 1-5 et en raisonnant de façon binaire, cet avantage peut permettre soit d'augmenter le nombre de découpes par période électrique, soit d'augmenter la fréquence électrique du moteur en gardant le même nombre de découpes par période. Le premier cas revient à augmenter seule la fréquence de découpage. Le deuxième cas revient à augmenter concurremment la fréquence électrique et la fréquence de découpage.

1.2.2 Augmenter la fréquence de découpage

Les moteurs de faible puissance fonctionnant en variation de vitesse sont souvent commandés avec une fréquence de découpage fixe, élevée par rapport à la fréquence électrique maximale. Dans le ferroviaire, compte-tenu des niveaux de puissance, les fréquences de découpe maximales permises par les interrupteurs actuels sont trop proches des fréquences électriques pour permettre ce type de commande. Par exemple, pour l'AGV, la fréquence électrique maximale est de 500Hz pour une fréquence de découpe limitée à 1500Hz. En outre, cette fréquence de 1500Hz n'est atteignable que

pour des valeurs réduites de courant. Le résultat est que le découpage asynchrone n'est utilisé que pour décoller le train de l'arrêt. Pour les vitesses intermédiaires, le réglage de la tension fait intervenir des stratégies à angles calculés, pour minimiser des critères de bruits ou de pertes, parce que le nombre de découpes possible par période électrique est faible.

Le fait de pouvoir découper à une fréquence supérieure permettrait de simplifier la commande, mais aussi d'améliorer probablement le bruit et les pertes du moteur.

Outre les commutations plus rapides, une qualité intrinsèque du carbure de Silicium concerne la conduction de la chaleur et la température maximale de jonction supportable. Cette température est annoncée à $600(^{\circ}C)$ contre $175(^{\circ}C)$ pour le Silicium. Actuellement les packs *SiC* sont conçus pour les mêmes températures que les packs Silicium. Cependant, dans l'hypothèse où les fabricants proposaient à l'avenir des packaging supportant ces niveaux de température, c'est aussi le refroidissement du module de puissance qui pourrait être simplifié. Pour une température ambiante de $40(^{\circ}C)$, la puissance de refroidissement pourrait être réduite d'un facteur proche de 4.

1.2.3 Augmenter la fréquence électrique

L'autre façon de profiter du carbure de Silicium consiste à augmenter simultanément la fréquence de découpage et la fréquence électrique du moteur. La fréquence électrique peut être augmentée soit en augmentant le nombre de pôles, soit en augmentant le rapport de réduction et par suite la vitesse de rotation. Dans les deux cas la masse du système est réduite.

Dans le premier cas la masse de fer est réduite. Dans le deuxième cas la masse de moteur est fortement réduite, alors que la masse de réducteurs est, au plus, faiblement augmentée, comme expliqué au chapitre 3. La puissance massique des moteurs ferroviaires est en constante augmentation, et le carbure de silicium semble une opportunité pour l'augmenter encore.

Il faut souligner que ce gain de masse se fait sans augmentation de la complexité. Le schéma de la Figure 1-5 reste valable. Il faudrait toutefois disposer d'interrupteurs de calibre suffisant. Le métro fonctionne sur une tension caténaire nominale de $750(V)$, mais les surtensions peuvent dépasser le calibre en tension de $1200(V)$ donné pour l'interrupteur considéré. En l'absence d'interrupteur de calibre suffisant, des structures multi-niveaux, des moteurs avec un plus grand nombre de phases pourraient être des solutions intéressantes pour éviter de devoir mettre en série et en parallèle plusieurs interrupteurs. Ces solutions ne sont pas abordées dans la présente étude, qui ne concerne que des moteurs triphasés et pour laquelle sera supposée l'absence de surtensions. En effet, des interrupteurs de calibre suffisant devraient voir le jour, à l'avenir.

1.2.4 Plan de l'étude

Pour cette étude, les 2 avantages cités sont exploités conjointement et un système de traction plus compact est proposé.

Le métro de référence est présenté au chapitre 3. La technologie actuelle du système de traction est présentée, ainsi que les choix technologiques pour la solution proposée. Au chapitre 4, la modélisation électromagnétique est décrite. Au chapitre 5, la modélisation thermique est décrite. Au chapitre 6, des solutions améliorées obtenues par optimisation sont décrites, et une d'entre elles sert de référence pour comparaison avec la solution actuelle.

1.3 Stockage de l'énergie à bord

1.3.1 Fonction d'un stockage embarqué

La fonction principale d'un moyen de stockage est la capacité de rouler en autonomie, comme illustré sur la Figure 1-10, c'est-à-dire sans la caténaire. La raison principale est liée à l'esthétique, mais cette capacité peut aussi permettre d'économiser des coûts d'équipement lorsque l'installation de la caténaire est compliquée, sur certains carrefours et pour de courtes distances.

Le temps d'arrêt en station peut être mis à profit pour remplir le moyen de stockage. Pour de longs tronçons en autonomie, le stockage peut être associé avec profit à une alimentation par le sol. L'alimentation par le sol est une installation complexe et non récupératrice de l'énergie. Le stockage peut permettre de réduire la longueur équipée d'alimentation par le sol, en la limitant aux intervalles les plus consommateurs de puissance, accélérations ou côtes.

Une fonction secondaire du moyen de stockage concerne la gestion de l'énergie. Le stockage peut stocker l'énergie pendant les phases de freinage et la restituer pendant les phases de traction. La puissance appelée sur la caténaire est ainsi lissée et les pics de puissance sont réduits. Une quantité d'énergie correspondant aux cas où la caténaire n'est pas en état de récupérer l'énergie est économisée.

L'installation d'un moyen de stockage n'est pas neutre et pose des problèmes d'encombrement, de masse à l'essieu, et augmente l'effort pour mettre en mouvement le tramway. Il est important de dimensionner le moyen de stockage en fonction du besoin.

1.3.2 Technologies de stockage embarqué

Alstom utilise respectivement des volants d'inertie et des Batteries *NiMh* à Amsterdam et Nice. Un démonstrateur à supercapacités a été testé en service commercial sur une ligne en région parisienne.

Ces technologies se différencient par leur énergie et puissance massique. Ces caractéristiques ne sont pas forcément faciles à définir. Il faut considérer l'énergie utile, qui dépend de la profondeur de décharge. Quant à la puissance maximale, elle est fonction du niveau de charge. Il faut considérer une puissance maximale *moyenne* de décharge. Cela permet de définir aussi une *durée* de décharge.

Une comparaison en ordre de grandeur est donnée dans le Tableau 1-1. Une façon pratique de comparer les technologies en matière d'énergie et de puissance est le diagramme de *Ragone* [T1]. Toutefois, les performances d'un moyen de stockage sont fortement dépendantes de l'application et il est difficile de les résumer dans un tableau.

Tableau 1-1. Différentes technologies de stockage, d'après [T1]

Technologie	Densité d'énergie (Wh/kg)	Densité de puissance (W/kg)	Durée de décharge	Durée de vie
Batteries	10 à 300	20 à 300	1(h)	5
Volant d'inertie	3 à 30	300 à 1000	36(s)	20
Supercapacités	0.6 à 10	1000 à 5000	3.6(s)	10

Sur la ligne des Maréchaux en région parisienne, le pack de supercapacités installé en toiture est suffisant pour franchir une courte interstation en autonomie, avec le pantographe baissé. C'est cette technologie qui a été retenue pour cette étude. Le but est une reconception du système de stockage, incluant le convertisseur et les éléments de stockage. Cette étude est détaillée au chapitre 2.

1.4 Conception systémique des chaînes de traction

1.4.1 Intérêt d'une conception systémique

Une conception systémique désigne une conception dans laquelle les composants sont conçus au regard de la performance du système entier. C'est-à-dire que les critères de conception ne s'expriment pas au niveau du dispositif conçu mais concernent le système tout entier. Par exemple, si le but est de minimiser la masse du système, la conception du moteur ne doit pas considérer seulement la masse du moteur, mais de préférence la masse du système entier incluant le refroidissement et le réducteur.

En pratique, la conception d'un système de traction est toujours plus ou moins systémique. En effet, les composants interagissent à travers un nombre incalculable d'interactions, et en l'absence de considération pour ces interactions le train ne pourrait pas exister. Cependant, des voies d'amélioration existent toujours et des cas de conception "individualistes" sont parfois observés. Nous avons par exemple reçu l'écho de composants qui se trouvaient normalement dans le coffre traction, mais qui avaient été rejetés à l'extérieur, entraînant des problèmes d'encombrement et de câblage. Alors que ces composants avaient leur place dans le coffre. La raison était le prix insuffisant demandé au fournisseur du coffre, cible inatteignable pour lui.

La conception systémique n'est pas forcément l'affaire d'algorithmes. Cependant, en préétude, des algorithmes peuvent être utilisés avec profit pour fixer des cibles pertinentes. Par exemple, [T1] utilise un algorithme pour définir le meilleur dimensionnement respectif d'un moteur thermique, d'un pack de batterie Li-ion et d'un pack de supercapacités pour l'hybridation d'une locomotive de manœuvre.

Dans l'étude de la chaîne de traction, les degrés de liberté concernent le convertisseur, le moteur et le refroidisseur. Les critères de masse et de pertes sont exprimés au niveau du système entier. Il s'agit ainsi d'une modélisation systémique, et les optimums trouvés sont optimal vis-à-vis du système.

1.4.2 Outils pour la conception systémique

Un certain nombre de méthodes numériques sont utilisées au cours des deux études, sur la chaîne de traction et le stockage. Dans la modélisation de la chaîne de traction, une méthode d'optimisation sans contrainte est utilisée pour trouver l'épaisseur d'aimant en lien avec le niveau d'induction dans l'entrefer demandé – chapitre 6. Plus loin, dans une première phase de conception, un plan d'expérience est utilisé suivi d'un classement des solutions, dans le but de réduire le domaine d'étude.

Pour le problème principal d'optimisation de la chaîne de traction, deux types d'algorithmes ont été utilisés pour trouver une solution, respectivement un algorithme génétique pour dégager les premières tendances, et un algorithme de type *SQP* pour une solution optimale précise. L'étude sur le système de stockage est un moyen de tester une formulation de problèmes à plusieurs niveaux dite *Target Cascading*. Ladite méthode est décrite succinctement en partie 1.4.5 et son application au chapitre 2. Une description détaillée de cette méthode est donnée dans [T10].

1.4.3 Plans d'expériences

Un plan d'expériences est un ensemble de plusieurs jeux de valeurs des variables. En d'autres termes, c'est un échantillonnage de l'espace de conception. Dans le cas de cette étude le plan utilisé est un plan factoriel complet. Des plans plus sophistiqués existent. Un livre de référence sur cette question est [L3].

Dans le cas de cette étude, le plan d'expériences définit différentes caractéristiques de machines, en termes d'induction, de densité de courant, ..., comme expliqué au chapitre 6. Plusieurs topologies (nombre d'encoques, nombre de pôles...) ont été appliquées à ce plan d'expériences afin de faire un

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

classement et de repérer les topologies qui sont les plus intéressantes quelles que soient les valeurs d'induction, de densité de courant, ...

Le classement a été établi sur la base de points attribués à chaque fois qu'une machine arrivait parmi les meilleures du point de vue d'un critère. Les préférences n'étaient pas difficiles à établir. Pour le cas où les préférences sont plus difficiles à établir, des méthodes de statistiques *d'analyse de données* plus sophistiquées peuvent être utilisées, telles que le partitionnement de données ou *data clustering* en anglais [L4].

Un plan d'expériences peut être utilisé pour la construction d'une surface de réponse. La surface de réponse est une expression permettant d'extrapoler la réponse pour n'importe quelles valeurs des variables, à partir des valeurs connues (de part le plan d'expérience). Disposant d'une expression analytique ou tout du moins simplifiée de la fonction, le minimum de la fonction est facile à trouver. Ainsi, les surfaces de réponses sont souvent associées à des méthodes d'optimisation. La difficulté des plans d'expériences concerne le cas où le nombre de variables est élevé [L5]. Le nombre d'expériences à réaliser devient alors prohibitif. Pour cette raison, cette voie n'a pas été suivie pour l'optimisation de la chaîne de traction à grande vitesse (chapitre 6).

1.4.4 Optimisation sous contraintes

Les livres généralistes traitant de l'optimisation commencent souvent leur exposé par l'optimisation linéaire [L6].

Lorsque la fonction objectif et les contraintes peuvent s'exprimer comme des fonctions linéaires des variables, la recherche de l'optimum est une opération très rapide. La théorie montre que l'optimum se situe nécessairement à une intersection de contraintes, s'il n'est pas rejeté à l'infini. Dans la version la plus simple de l'algorithme du *Simplexe* de *Dantzig*, la solution est trouvée par déplacement de sommet en sommet, ce qui consiste en une opération matricielle simple, en améliorant à chaque fois l'objectif. Des optimisations linéaires sont couramment utilisées dans l'industrie, en particulier dans l'industrie pétrolière, où elles permettent de déterminer les proportions optimales des composants d'un mélange. Au chapitre 2, un algorithme d'optimisation linéaire est utilisé pour trouver une consigne de puissance.

Dans le cas général d'une fonction objectif et de contraintes non linéaires, une possibilité consiste à utiliser un algorithme de *Sequential Quadratic Programming (SQP)*. Cet algorithme est itératif, à partir d'un point initial unique. A chaque itération correspond un point unique x de l'espace des variables. L'algorithme construit une approximation quadratique de la fonction à partir des valeurs de la fonction, de ses contraintes, et de leurs gradients respectifs, en x . Le minimum de la fonction quadratique est facile à trouver, et définit une nouvelle solution x améliorée. Lorsque c'est possible, il est préférable de fournir le gradient. A défaut l'algorithme doit multiplier les essais pour le calculer numériquement. Le problème de cet algorithme est qu'il peut se laisser enfermer dans des solutions locales. Pour cette raison, préalablement à *SQP*, un algorithme génétique est utilisé au chapitre 6, pour l'optimisation de la chaîne de traction.

Un algorithme génétique opère aussi de façon itérative mais avec un ensemble de points et non plus un point unique. Par analogie avec la génétique, cet ensemble de point est appelé population. A chaque itération, un groupe des meilleurs individus est sélectionné. Les caractères des individus de ce groupe sont ensuite croisés entre eux comme les gènes dans un groupe vivant, pour définir une nouvelle population améliorée. L'opération de croisement est délicate à définir lorsque ces "caractères" sont un ensemble de variables à valeurs réelles, et il est préférable de se référer à des ouvrages spécialisés [L7].

En définissant une population initiale qui couvre bien l'espace de recherche, le risque de trouver un optimum local est plus limité, surtout si cet optimum est peu marqué. Pour améliorer la précision, l'optimisation de la chaîne de traction a utilisé consécutivement un algorithme génétique et un algorithme *SQP* - chapitre 6.

1.4.5 Optimisation multi-niveaux

L'optimisation multi-niveaux est une discipline récente dont un état de l'art a été donné en 1997 dans [L8].

La méthode de *Target Cascading* utilisée au chapitre 2 est une façon de résoudre un problème d'optimisation décomposé en sous-problèmes. Cette méthode est bien décrite par la comparaison avec un ensemble de concepteurs liés entre eux par une liaison hiérarchique, et attelés à la réalisation d'un projet commun. Chaque concepteur a au plus un chef mais un nombre variable de "subordonnés". Chaque concepteur reçoit de son chef des cibles à atteindre, et en réponse solutionne au mieux son propre sous-problème de conception. Si les problèmes de tous les concepteurs peuvent se formaliser sous forme de problèmes d'optimisation algorithmique, alors la méthode de *Target Cascading* peut être utilisée. Considérons un concepteur x . Une fois qu' x a fini son travail, il envoie sa solution à son chef pour qu'il l'intègre dans le projet, et envoie des cahiers des charges à ses "subordonnés". Chaque interlocuteur d' x va alors trouver son propre problème d'optimisation modifié. Chacun devra alors recommencer son travail jusqu'à ce que tout le monde soit d'accord. Dans ce cas les différentes solutions et cahier des charges échangés n'évoluent quasiment plus à chaque itération.

Une originalité de cette méthode est la relative indépendance des sous-problèmes. En effet, la coordination est réduite au minimum et les sous-problèmes peuvent être exécutés dans n'importe quel ordre. Dans le cas de calculs consommateur de temps, la parallélisation est ainsi facilitée. Le problème décrit au chapitre 2 a été construit dans l'objectif d'évaluer cette méthode de *Target Cascading*. Sur ce problème, la méthode a montré de bonnes propriétés de convergence.

1.5 Conclusion

Dans ce premier chapitre ont été abordés respectivement les systèmes de traction anciens et actuels, les évolutions de ces systèmes qui concernent la présente étude (Carbure de silicium et stockage de l'énergie), ainsi que les méthodes numériques utilisées dans la suite de l'étude. Dans les chapitres suivants, les deux études sont détaillées. L'étude concernant le stockage de l'énergie fait l'objet du chapitre 2 ; l'étude sur la chaîne de traction avec des interrupteurs au carbure de Silicium fait l'objet des chapitres 3, 4, 5 et 6.

2 Système de stockage embarqué

2.1 Introduction

La prise en compte de la performance énergétique dans la conception de systèmes ferroviaires est une problématique actuelle, comme évoqué au chapitre 1. Une façon d'améliorer cette performance énergétique est de concevoir des systèmes de stockage embarqués (SSE). Dans ce chapitre on étudie la conception optimale d'un système de stockage embarqué à bord d'un tramway.

La méthode de conception proposée se distingue par deux particularités. D'une part, la méthodologie d'optimisation englobe les différents éléments de la chaîne de l'énergie. De ce fait, on peut qualifier l'optimisation réalisée de systémique. D'autre part, les modèles utilisés estimeront la performance du système au cours du temps, en particulier l'évolution des températures, pendant une durée correspondant à un cycle de fonctionnement du tramway. On réalise donc un dimensionnement *sur cycle*. Les optimums trouvés seront les solutions les plus performantes sur l'ensemble du cycle. Pour trouver la consigne de puissance demandée au stockage, une méthode originale a été utilisée. Elle fait appel à une optimisation linéaire pour trouver la consigne optimale au regard de la consommation d'énergie, chaque variable correspondant à la puissance fournie à un instant donné.

Au préalable, on présente en partie 2.2 la technologie du moyen de stockage modélisé. Il s'agit d'un pack de supercondensateurs. En partie 2.3 est présenté le calcul de la consigne de puissance du moyen de stockage. En partie 2.4, un problème de maximisation de la rentabilité des systèmes de stockage, basée sur l'énergie économisée, est présenté. En partie 2.5 on présente le calcul des ondulations et de la température. Ce modèle de simulation est utilisé par le problème $p0$ présenté en Figure 2-14 et énoncé dans le Tableau 2-5. En partie 2.6, on présente les différents modèles de dimensionnement des composants du système, correspondant aux problèmes $p1$ à $p3$ sur la Figure 2-14. Enfin, en 2.7, on décrit le problème d'optimisation de la Figure 2-14. Une méthode de décomposition et de résolution de problèmes complexes dite *Target Cascading* a été utilisée [T2][A2]. Le but est d'obtenir un système de stockage à la fois performant et économique. La notion de la performance du système de stockage est développée en partie 2.3. Le calcul du coût du stockage est expliqué en partie 2.6.

2.2 Description du système de stockage existant

On cherche à dimensionner de futurs systèmes de stockage utilisant la technologie du prototype. Le prototype de stockage est à base de supercondensateurs. Par rapport aux autres moyens de stockage, les supercondensateurs présentent une faible densité d'énergie mais une forte densité de puissance [T1][A3]. Par suite, ils paraissent qualitativement bien adaptés aux profils de mission des tramways. Un autre avantage des supercondensateurs est leur durée de vie relativement élevée, comparativement aux batteries.

Une image du prototype est donnée en Figure 2-1. Un schéma de puissance de principe représentant les éléments qui échangent de la puissance autour du bus continu du tramway est donné également en Figure 2-1. Le prototype de stockage forme un coffre avec deux compartiments distincts. L'un comporte l'électronique de puissance et les bobines. La fonction de ce compartiment est de régler le courant de charge et de décharge des modules standards de supercondensateurs occupant le deuxième compartiment. La fonction hacheur est remplie par trois modules standards d'onduleur pour auxiliaires constituant 9 bras, connectés au pack de supercondensateurs par 9 bobines. Le coffre comporte un système de ventilation générale.

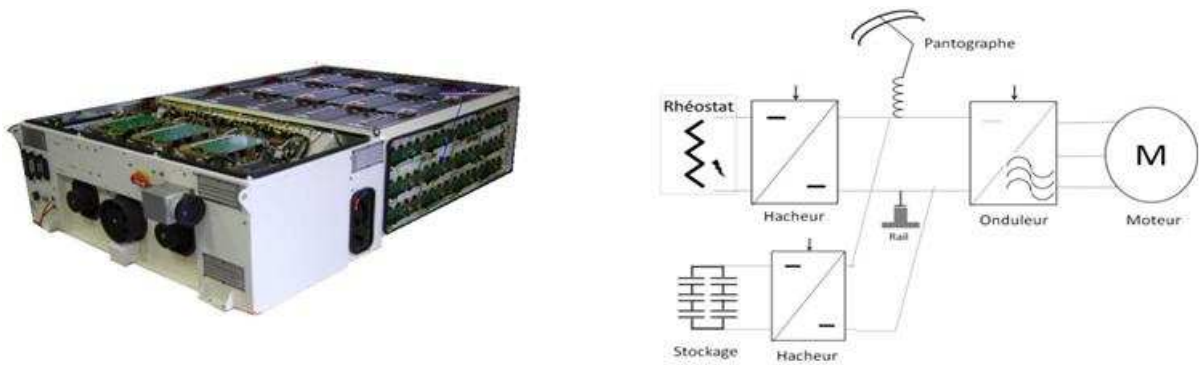


Figure 2-1. Photo du pack et schéma de puissance de principe

2.3 Calcul de la consigne de puissance

2.3.1 Puissance de référence

Dans ce qui suit, l'idée générale est de rapprocher la puissance consommée par le tramway sur la caténaire d'une puissance de référence. Deux conséquences directes sont la réduction des pics de puissance et de l'énergie dissipée dans les rhéostats. Une hypothèse pour ce calcul est que la consommation du tramway en fonction du temps est connue à l'avance. Le résultat n'est donc pas une stratégie de commande applicable en temps réel.

La fonction du stockage peut être comparée à celle d'un engin de chantier chargé de niveler un terrain – P_{tram} sur la Figure 2-2 – pour se rapprocher d'un niveau de référence – P_{ref} sur la Figure 2-2. Cet engin ne peut faire qu'un seul passage, de gauche à droite, au cours duquel il arase les bosses et comble les creux. Les limites du stockage sont le volume de matière que peut contenir la pelle, analogue à la quantité d'énergie du stockage, et la profondeur de coupe (ou de dépose de matière), analogue à la puissance maximale du stockage.

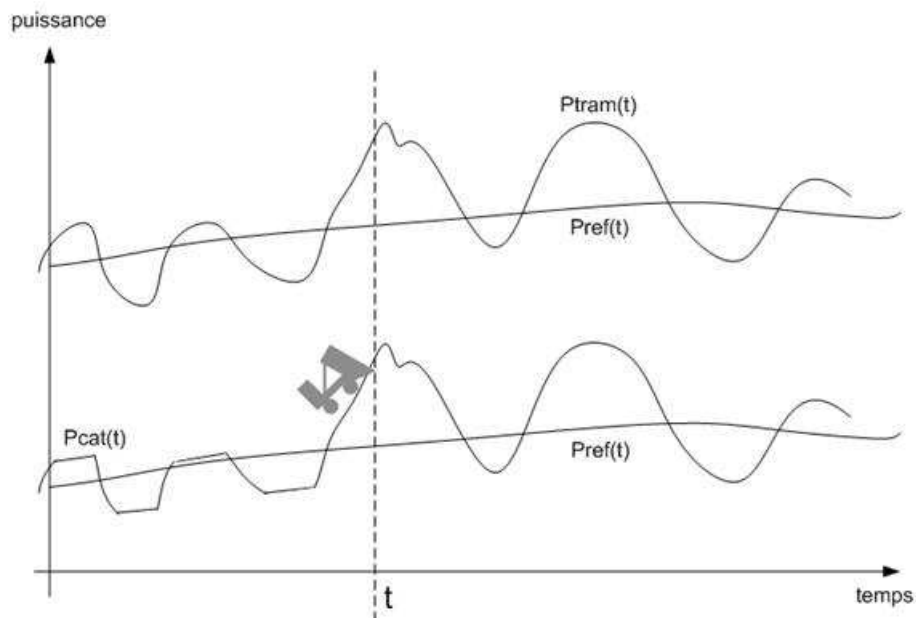


Figure 2-2. Analogie avec la mise à niveau d'un terrain

Dans le cas où le moyen de stockage a une très grande puissance et énergie, les bosses et les creux pourront être totalement effacés. La caténaire fournira exactement la puissance de référence souhaitée. Dans le cas où puissance et énergie sont insuffisantes, le problème de la consigne du moyen du

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

stockage est plus compliqué. C'est la raison pour laquelle les méthodes décrites dans les parties suivantes ont été proposées.

Dans ce qui suit, la puissance de référence considérée est la valeur moyenne, sur la durée du parcours, de la puissance consommée par le tramway. De cette façon, la puissance consommée par le tramway sur la caténaire se rapprochera de sa valeur moyenne.

2.3.2 3 méthodes proposées

Un exemple de puissance consommée au cours de 10 intervalles de temps de 2 secondes est donné en Figure 2-3. Trois méthodes différentes, pour trouver une consigne pour le stockage, ont été appliquées à ce même problème. Le résultat pour chacune de ces méthodes est donné dans les graphes de la Figure 2-3. Pour ce problème, le niveau d'énergie du moyen de stockage est variable entre les limites correspondant à une énergie utile de $2000(kJ)$. Le stockage est initialement au niveau 0 c'est-à-dire à mi-charge.

$$-1000(kJ) < E_{sto} < 1000(kJ) \quad (2.1)$$

Pour la première méthode, le seul critère est de minimiser l'énergie échangée avec la caténaire, correspondant à la surface en blanc. Pour ce problème, la fonction objectif ainsi que les contraintes sur le niveau d'énergie du stockage s'écrivent comme une fonction linéaire de la puissance fournie par le stockage en fonction du temps. Un algorithme d'optimisation a été utilisé et a donné le résultat affiché. Comme le montre la figure, l'énergie fournie par le moyen de stockage, correspondant à la surface en vert, est limitée par les limites en énergie du stockage. Le résultat affiché est une solution parmi une infinité. C'est la première solution atteinte par l'algorithme, et le résultat aurait été différent avec un autre algorithme, ou un point de départ différent. L'existence de plusieurs solutions est évidente. En effet, la surface en vert peut être "répartie" différemment au cours du temps, ce qui donne lieu à des niveaux de puissance instantanés différents.

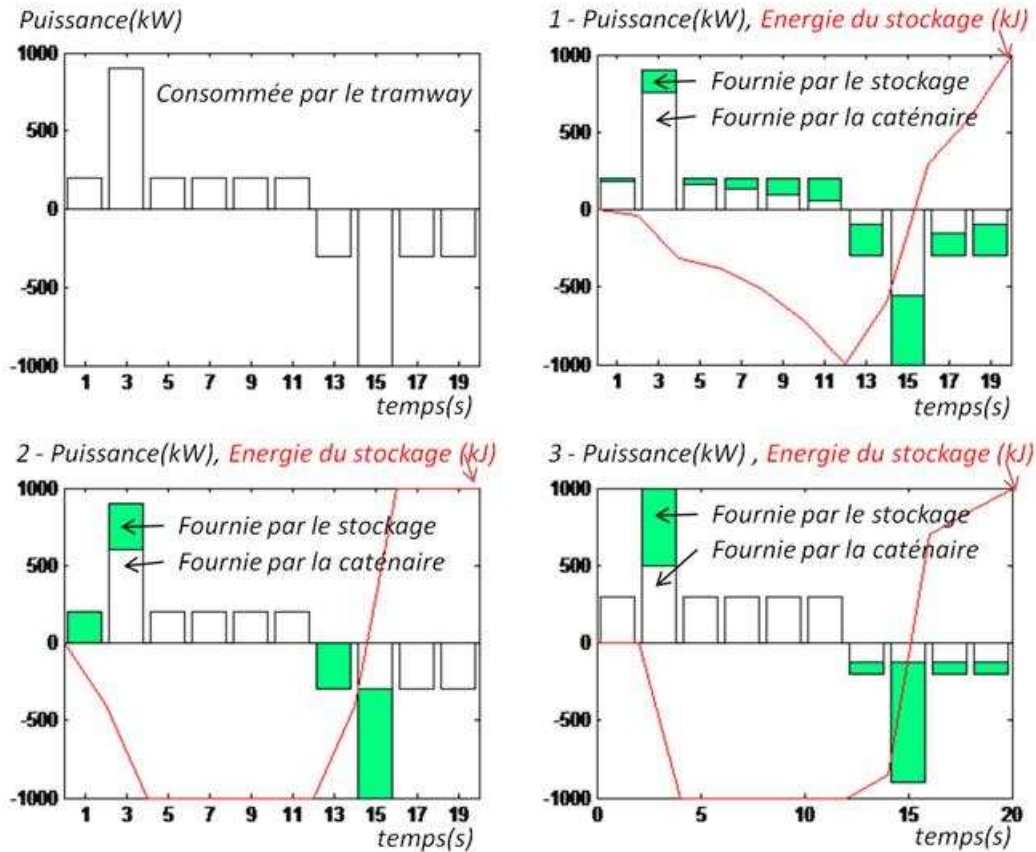


Figure 2-3. Trois méthodes pour déterminer la consigne de puissance

Cette propriété est utilisée par les méthodes 2 et 3. L'énergie échangée avec la caténaire est identique. Seuls les niveaux de puissance instantanés diffèrent. Dans la deuxième méthode, le stockage fournit l'énergie aussi rapidement que possible. Cette deuxième solution a l'avantage d'être facilement applicable en temps réel. Dans la troisième solution, le stockage fournit l'énergie au moment où la consommation est la plus importante. Cette troisième solution permet un écrêtage des pics de puissance.

2.3.3 Limites du moyen de stockage en puissance et en énergie

La puissance que peut fournir un système de stockage est variable avec le niveau d'énergie. Pour un stockage par supercapacité avec un courant de charge limité, la puissance que peut fournir le moyen de stockage, en fonction du niveau de charge, est donnée en Figure 2-4. Pour ce problème, il sera considéré le domaine de fonctionnement simplifié de la Figure 2-4. Ce domaine est défini par trois valeurs, les énergies minimales et maximales, et la puissance maximale. En considérant ces limites, les limites du stockage sont données dans le Tableau 2-1.

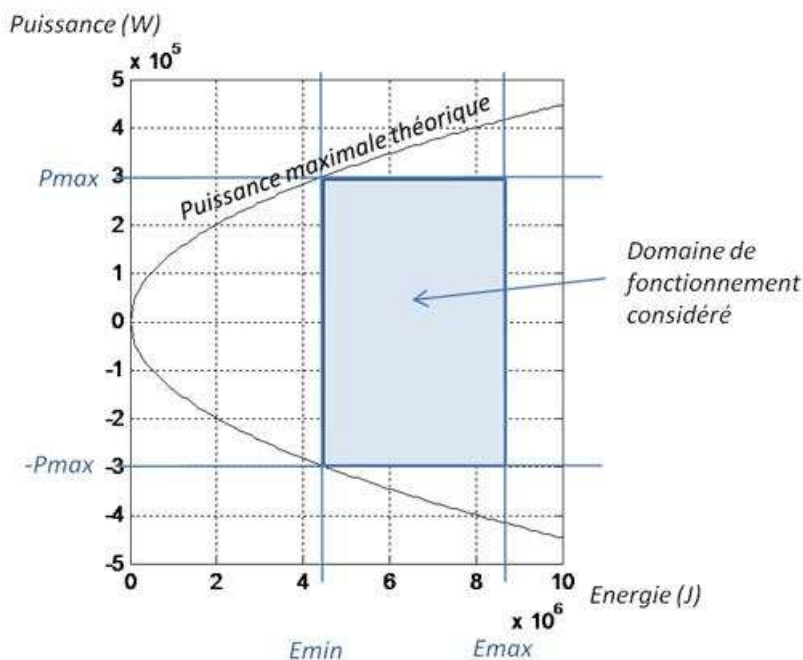


Figure 2-4. Domaine de fonctionnement considéré

Tableau 2-1. Limites du stockage

$\forall i : -P_{max} < P_{sto}(i) < P_{max}$
$\forall i : E_{min} < E_{ini} + \Delta t \cdot \sum_{k=1}^i P_{sto}(k) < E_{max}$

Pour l'exemple de la Figure 2-3, la puissance de référence est la puissance moyenne consommée par le tramway. P_{tram} désigne la puissance consommée en retranchant la valeur moyenne. La valeur moyenne de P_{tram} est donc nulle. Le Tableau 2-2 est donné pour ce cas particulier. Le stockage a vocation à aider la caténaire, par suite le signe de P_{sto} pour chaque instant est identique au signe de P_{tram} .

Tableau 2-2. Conditions supplémentaires sur la puissance fournie par le stockage

$\forall i : Si P_{tram}(i) > 0 \text{ alors } 0 < P_{sto}(i) < P_{tram}(i)$
$\forall i : Si P_{tram}(i) < 0 \text{ alors } P_{tram}(i) < P_{sto}(i) < 0$
$\forall i : Si P_{tram}(i) = 0 \text{ alors } P_{sto}(i) = 0$

2.3.4 Méthode 1, minimisation de l'énergie échangée

La méthode 1 consiste à poser et résoudre directement le problème de minimisation de l'énergie échangée avec la caténaire, surface en blanc sur la Figure 2-3. Ce problème est à ni variables, où ni est le nombre d'intervalles de temps. Chaque variable définit la puissance P_{sto} fournie sur l'intervalle de temps. Les conditions sur la puissance P_{sto} des Tableau 2-1 et Tableau 2-2 définissent le domaine de variation des ni variables. Les conditions sur l'énergie du Tableau 2-1 définissent $2.ni$ contraintes.

Compte-tenu du Tableau 2-2, minimiser l'énergie échangée revient à maximiser l'énergie fournie par le stockage. C'est-à-dire que minimiser la surface en blanc sur la Figure 2-3 revient à maximiser la surface en vert. Cette propriété s'écrit (2.2).

$$\min \sum_{i=1}^{ni} |P_{tram}(i) - P_{sto}(i)| \Leftrightarrow \max \sum_{i=1}^{ni} |P_{sto}(i)| \quad (2.2)$$

Grâce à cette propriété, ce problème s'écrit facilement comme un problème d'optimisation linéaire à partir des variables $P_{sto}(i)$. Le détail de ce problème, pour l'exemple de la Figure 2-3, est donné en annexe. Le résultat de ce problème a été donné en Figure 2-3. Le résultat donné est une solution parmi une infinité. Pour s'en convaincre, il suffit de considérer les 2 premiers intervalles de temps. La puissance fournie par le stockage est respectivement $20(kW)$ et $140(kW)$. Le résultat aurait pu inversé. Il aurait été possible d'obtenir respectivement $140(kW)$ et $20(kW)$ sans que le critère sur l'énergie soit changé. En fait, c'est la surface totale verte qui doit être maximisée, sans préférence sur les instants où la puissance est fournie.

2.3.5 Méthode 2, charge et décharge au plus vite

Une solution particulière du problème précédent est obtenue par la méthode 2. Cette méthode consiste à fournir ou récupérer l'énergie aussi rapidement que possible, jusqu'à charge ou décharge complète du moyen de stockage. La solution obtenue est une solution particulière du problème précédent. En effet l'énergie échangée correspondant à la surface blanche, et l'énergie transitée par le moyen de stockage, surface en vert, sont équivalentes pour les deux méthodes. La méthode 2 fournit une stratégie de commande facilement applicable pour piloter le moyen de stockage en temps réel. La méthode 2 de la Figure 2-3 correspond à l'algorithme décrit par l'organigramme de la Figure 2-5.

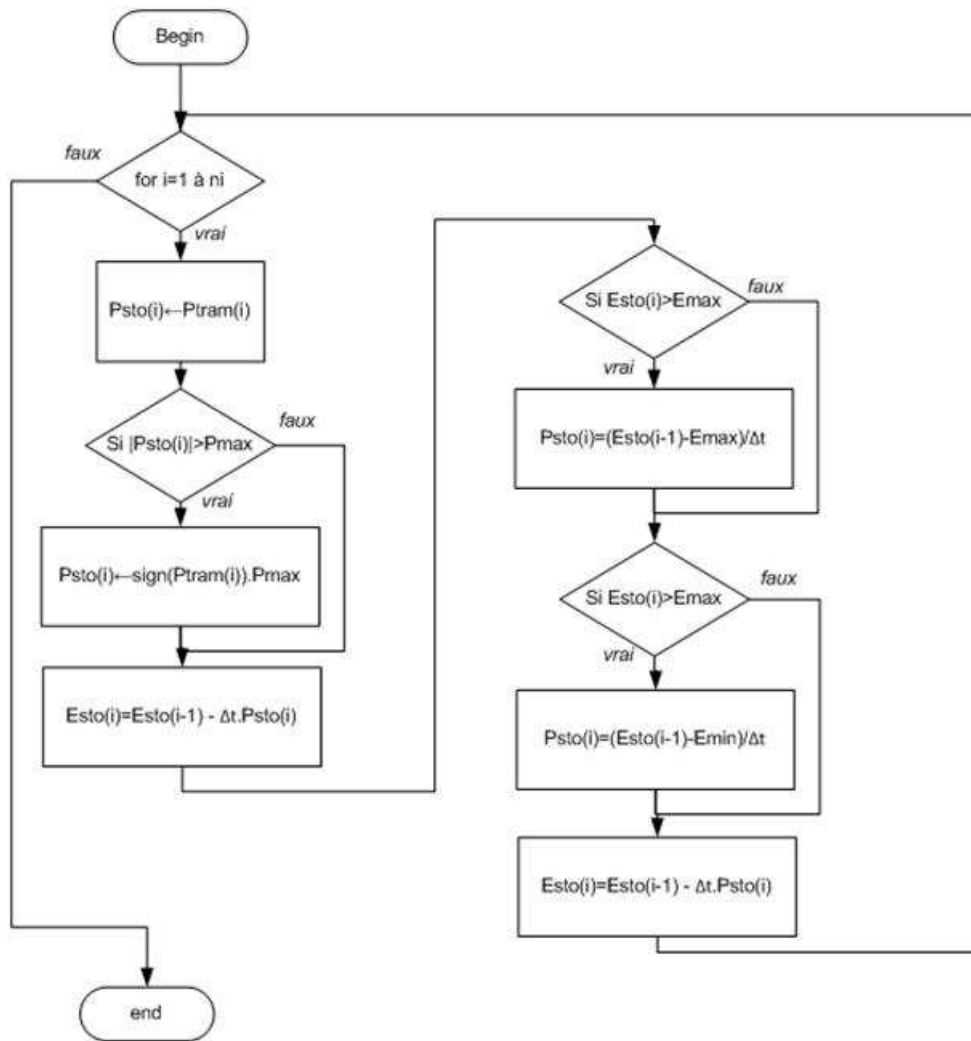


Figure 2-5. Algorithme correspondant à l'application de la méthode 2

2.3.6 Méthode 3, écrêtage des pics de puissance

La méthode 2 a l'inconvénient de ne pas limiter les pics de puissance. La méthode 3 propose de répartir la fourniture d'énergie par le moyen de stockage (la surface verte) de façon à limiter les pics de puissance. Le principe de cette méthode est le suivant. La courbe de la puissance consommée est dissociée en intervalles de même signe, correspondant à des intervalles dits de traction et de freinage. Les intervalles sont parcourus par l'algorithme de façon chronologique. Pour chaque intervalle, l'algorithme détermine une puissance d'écrêtage unique. Le supplément de puissance au delà de cette valeur est à fournir par le moyen de stockage. La puissance d'écrêtage est déterminée de façon à vider autant que possible le stockage pendant les intervalles de traction, et à le recharger autant que possible pendant les intervalles de récupération. Le principe de la méthode 3 est illustré par la Figure 2-6. Pour trouver la puissance d'écrêtage, une méthode d'optimisation mono-variable bornée est utilisée. Elle est appelée autant de fois qu'il y a d'intervalles de traction/freinage, soit deux fois dans le cas de cet exemple.

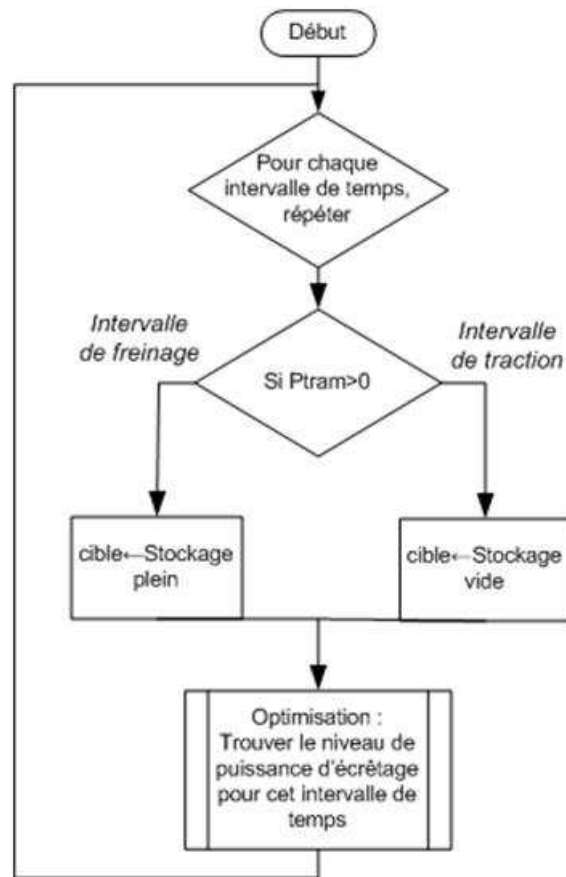


Figure 2-6. Principe de la méthode 3, écrêtage des pics de puissance

2.3.7 Exemple de résultat sur un parcours de tramway

La méthode 3 est appliquée sur un parcours de tramway. La puissance demandée est de l'ordre de 1 (MW). Le moyen de stockage utilisé a une énergie utile de 2(kWh) soit 7(MJ) et une puissance constante de 400(kW). Le niveau d'énergie initiale est fixé à mi-charge. Le résultat est donné en Figure 2-7. La troisième méthode permet une utilisation optimale du moyen de stockage et limite à la fois l'énergie renvoyée et les appels de puissance sur la caténaire.

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

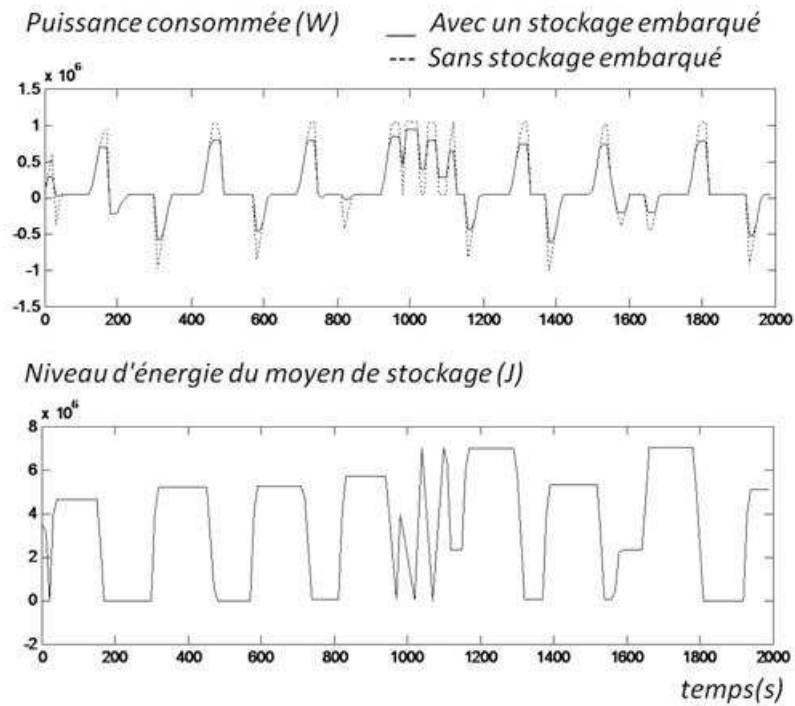


Figure 2-7. Application de la méthode 3 sur un parcours de tramway

Des études approfondies sur le moyen de commander au mieux un moyen de stockage ont été conduites et sont disponibles dans la littérature [A4][A5][A6][A7].

2.4 Maximisation de la rentabilité des systèmes de stockage

Le calcul de la consigne de puissance, développé en 2.3, permet d'estimer l'énergie économisée à partir du parcours et des capacités du stockage, en termes de puissance maximale et d'énergie utile. Pour ce faire, il est supposé que l'énergie renvoyée, quand le tramway fonctionne globalement en générateur, est intégralement dissipée dans les résistances de freinage. Dans ce cas l'énergie économisée en introduisant un moyen de stockage est facile à calculer. L'énergie économisée se cumule pendant le temps de l'exploitation du moyen de stockage à bord du tramway. Cela permet de déterminer le temps de retour sur investissement et la rentabilité finale. L'investissement initial est extrapolé d'après les coûts du prototype. Dans cette extrapolation, le coût est une fonction linéaire de la puissance maximale P_{max} et de l'énergie utile E_u .

$$Coût = \alpha \cdot P_{max} + \beta \cdot E_u \quad (2.3)$$

En résumé, le calcul de la consigne de puissance permet de connaître l'énergie économisée ; l'extrapolation d'après les coûts de fabrication du prototype permet de connaître le coût de fabrication de nouveaux systèmes de stockage, Figure 2-8. Une boucle d'optimisation bi-objectif est utilisée pour dégager les meilleurs compromis.

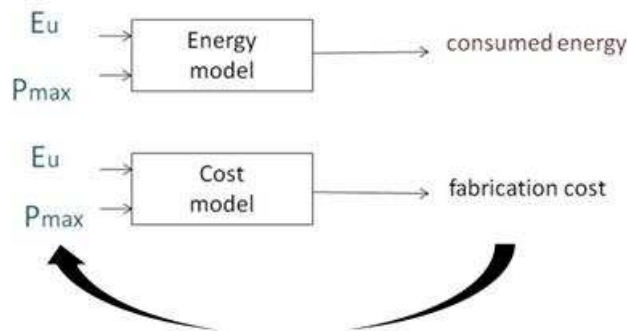


Figure 2-8. Modèles de calcul de l'énergie consommée et du coût de fabrication, boucle d'optimisation bi-objectif

La Figure 2-9 fait apparaître les solutions optimales au problème d'optimisation de la Figure 2-8. Ce problème comporte 2 variables et 2 objectifs. Les deux objectifs, présentés sur le graphe de droite, sont le coût de fabrication (abscisse) et le coût de l'énergie consommée sur un aller-retour du tramway. Le parcours considéré est celui de la Figure 2-7. Le graphe des objectifs fait apparaître un coût maximum d'environ 13 euros et un coût minimum d'environ 7 euros, qui ne peut pas être amélioré quelque soit la taille du stockage installé. Le coût de 13 euros correspond au coût de l'énergie lorsque toute l'énergie renvoyée est dissipée. Le coût de 7 euros correspond au cas où toute l'énergie renvoyée est récupérée. En fonction de la capacité du stockage installé, le prix de l'énergie s'établit entre 7 et 13 euros. L'économie réalisée sur un aller-retour est faible par rapport à l'investissement initial, mais en multipliant par le grand nombre d'aller-retour réalisé par le tramway, le retour sur investissement peut être calculé. Des droites de rentabilité sont reportées sur le graphe des objectifs. Toutes les solutions situées en dessous de la droite y années seront rentables avant y années.

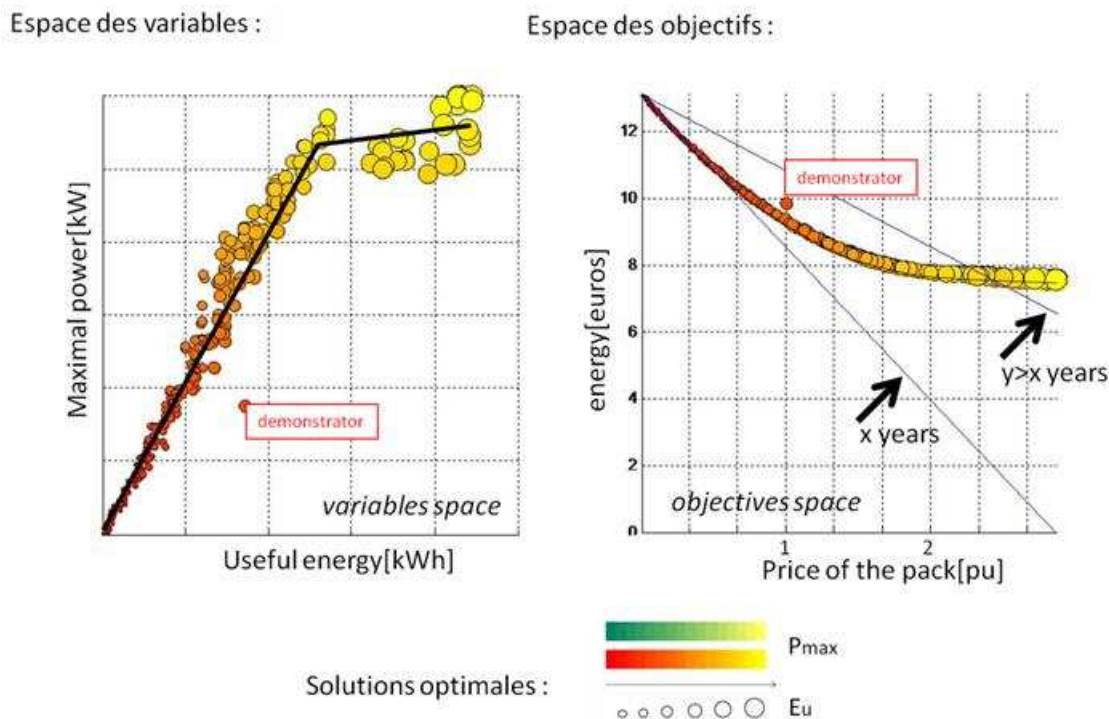


Figure 2-9. Solutions optimales du problème, droites de rentabilité à x et y années

2.5 Calcul des ondulations et de la température

Dans les modèles précédents, le stockage est défini seulement par son énergie utile et sa puissance maximale ; dans cette partie la technologie du stockage est abordée. Le calcul des ondulations et de la température a pour but de valider le schéma de puissance proposé. Une fois la consigne de puissance déterminée, on simule le système de stockage sur un cycle de fonctionnement pour vérifier que les deux critères suivants restent acceptables : l'ondulation des formes d'ondes et les températures de jonction. La configuration de ce schéma de puissance est la généralisation à n bras du schéma adopté sur le prototype. La Figure 2-10 présente un schéma de hacheur à 3 bras. Les variables sont le nombre de bras, le courant thermique, la valeur du condensateur d'entrée, la valeur des inductances de sortie. Le nombre de bras est à trouver par l'optimisation.

Pour limiter l'ondulation dans la charge (Figure 2-10), la commande des bras de hacheur est déphasée. L'ondulation du courant est calculée sur une période en supposant que les tensions du bus et de la charge restent inchangées. De la même façon, l'ondulation de la tension de bus - Figure 2-10 - est déterminée en supposant un courant de bus constant. Ces hypothèses conduisent aux relations du Tableau 2-3, en introduisant un terme β pour tenir compte de l'entrelacement des bras.

Tableau 2-3. Calcul des ondulations des courants et tensions

$\Delta I_s = \frac{U_E}{n \cdot L \cdot f_{dec}} \cdot \beta \cdot (1 - \beta)$ <p>avec L valeur de la self [H] (sur chaque phase)</p>	$\Delta U_E = \frac{I_s}{n^2 \cdot C \cdot f_{dec}} \cdot \beta \cdot (1 - \beta)$ <p>avec C capacité totale sur le bus [F]</p>
<p>avec i entier tel que : $\frac{i}{n} < \alpha < \frac{i+1}{n}$ et $\beta = n \cdot \alpha - i$</p>	

où α est la fraction de période pendant laquelle un IGBT est commandé : $\alpha = \frac{V_S}{V_E} = \frac{I_E}{I_S}$

Une fois la consigne de puissance connue (partie 2.3), il est possible de vérifier dynamiquement que la température maximale à l'intérieur des packs IGBT ne dépasse pas la température limite de 125°C. Ce problème est bien connu et des modèles ont été identifiés, pour le calcul des pertes d'une part et de la température d'autre part. Dans les limites définies par le calibre de l'interrupteur, la caractérisation permet d'obtenir des modèles de pertes présentés dans le Tableau 2-4. Les pertes sont calculées en valeur moyenne sur une période électrique [D17].

Tableau 2-4. Calcul des pertes dans les semiconducteurs

Pertes par commutation	Pertes par conduction
$E_{on} = a \cdot I_{on}^2 + b \cdot I_{on} + c$	$P_{cond} = V_{CE} \cdot I_{moy} + r_{CE} \cdot I_{eff}^2$
$E_{off} = a' \cdot I_{off}^2 + b' \cdot I_{off} + c'$	
$P_{com} = (E_{on} + E_{off}) \cdot f_{dec}$	

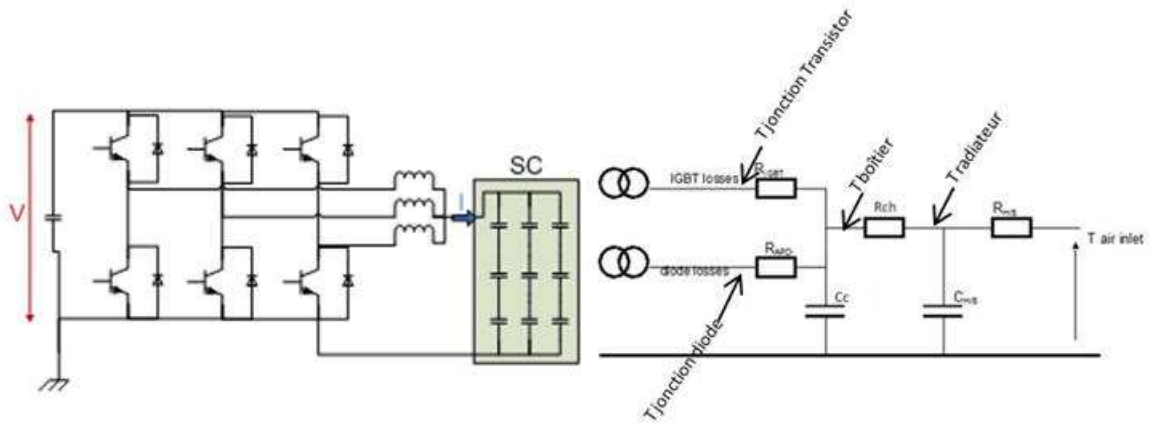


Figure 2-10. Schéma de puissance du hacheur et réseau RC pour le calcul des températures de jonction

Un réseau RC permet de calculer les températures de jonction, il est donné sur la Figure 2-10. Les pertes moyennes par période électrique sont appliquées au réseau RC. On calcule respectivement la température de radiateur, la température de boîtier et les températures de jonction (diode et IGBT). La capacité thermique du radiateur, le coefficient d'échange entre le radiateur et l'air ambiant dépendent du type de radiateur et du débit d'air. En effet on considère pour cette étude un refroidissement à air en convection forcée, comme c'est le cas pour le prototype. La Figure 2-11 donne, à titre d'exemple, l'évolution de la température de boîtier calculée sur la durée du parcours pour une conception de stockage donnée.

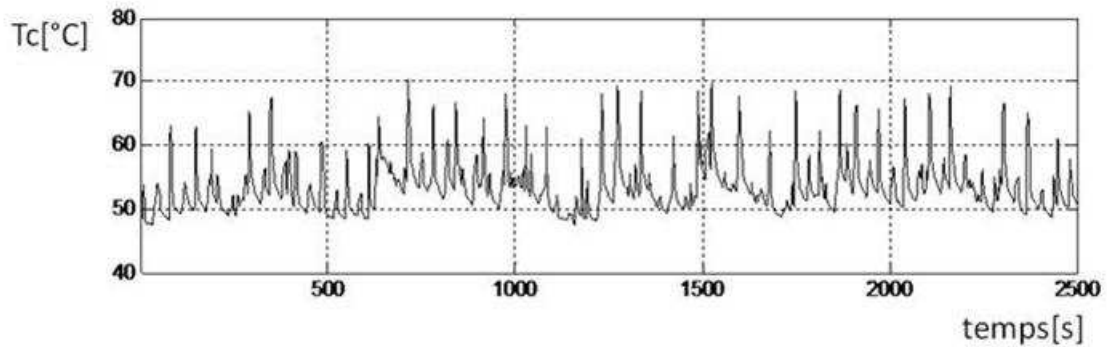


Figure 2-11. Evolution de la température de boîtier

2.6 Modèle de dimensionnement des composants

Les modèles de dimensionnement sont appelés par les sous-problèmes $p1$ à $p3$ de la Figure 2-14. Trois éléments importants en termes d'encombrement sont modélisés. Il s'agit de l'assemblage des modules de supercondensateurs, d'une bobine élémentaire de hacheur, et du radiateur pour le refroidissement des packs IGBT. Les 3 modèles de dimensionnement renvoient principalement deux types de résultats, le premier concerne l'encombrement du dispositif et sa masse, le deuxième concerne son comportement électrique ou thermique. Ces données sont nécessaires au modèle de simulation du système $p0$ de la Figure 2-14.

En ce qui concerne le pack de supercondensateurs, les variables sont le nombre de modules en parallèle et le nombre de modules en série. Les caractéristiques du type de module utilisé sont fixées. Le modèle calcule d'une part le schéma électrique, c'est-à-dire la capacité et la résistance série équivalente à l'ensemble du pack, et d'autre part l'énergie stockable, la masse et le volume, ainsi que le courant maximal admissible. Une photo d'un module standard est donnée en Figure 2-12.



Figure 2-12. Module de supercapacités Batscap®

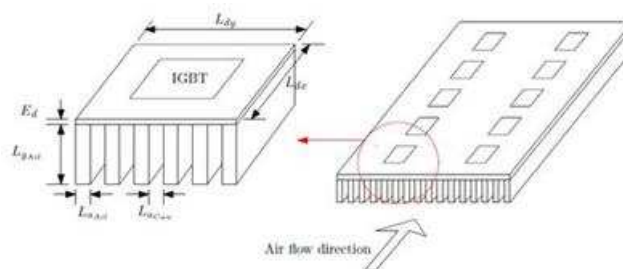


Figure 2-13 extraite de [T2] Géométrie de radiateur pour refroidir les packs IGBT

En ce qui concerne le dimensionnement d'une bobine de hacheur, l'hypothèse a été faite d'une géométrie torique pour simplifier le modèle. Les variables du modèle de bobine définissent sa géométrie. Les grandeurs calculées sont d'une part le schéma électrique, c'est-à-dire la valeur d'inductance et de résistance, et d'autre part la masse.

Enfin, le modèle de radiateur est décrit dans [T2]. Le modèle décrit un système de refroidissement à air en convection forcée. C'est le mode de refroidissement des modules standards utilisés pour le prototype. Il a la particularité d'être robuste et économique. Les variables sont les dimensions du radiateur avec ses ailettes. Ces dimensions sont définies par rapport au sens de l'écoulement de l'air. Une variable supplémentaire concerne le débit d'air. Les résultats sont d'une part le schéma thermique, c'est-à-dire la capacité thermique du radiateur et le coefficient d'échange thermique avec l'air ambiant, et d'autre part la perte de pression et la vitesse de l'air, la masse du radiateur.

2.7 Optimisation des composants

2.7.1 Description du problème

La Figure 2-14 présente le problème d'optimisation du système de stockage. L'objectif est de réduire d'une part le coût total et d'autre part l'énergie consommée sur un cycle. L'objectif est encore de minimiser le coût du stockage et l'énergie consommée sur un cycle, comme pour le problème décrit en 2.4. La différence concerne les variables. Les variables du problème sont cette fois la géométrie des composants et les trois variables du modèle système décrit en Tableau 2-5 et Figure 2-14. Le problème a été construit sous la forme d'un problème de *Target Cascading*, dans le but de tester cette méthode.

Dans cette formulation, il y a une boucle d'optimisation par sous-problème. Chaque sous-problème a au maximum 1 parent, mais peut avoir un nombre quelconque d'enfants. Les sous-problèmes sont évalués selon une séquence prédéfinie. Les évaluations peuvent éventuellement être parallélisées. Au terme de son exécution, un problème met à jour les données d'entrées des problèmes parents ou enfants auxquels il est lié. La résolution s'arrête lorsque les valeurs calculées n'évoluent plus au cours des itérations.

La Figure 2-14 fait apparaître les données et résultats des sous-problèmes. A titre d'exemple le sous-problème $p0$ est détaillé dans le Tableau 2-5. Le sous-problème $p0$ est exécuté en premier. Des cibles sont définies pour le coût total et pour l'énergie consommée. Une première série de valeurs est obtenue pour les grandeurs y ; ces valeurs seront des cibles à atteindre pour les sous-problèmes $p1$ à $p3$. En particulier ces cibles consistent en des schémas électriques et thermiques. Les problèmes $p1$ à $p3$ visent à dimensionner les 3 sous-systèmes pour être au plus près de ces schémas. Un certain écart est prévisible, c'est pourquoi il est nécessaire de réévaluer le sous-problème $p0$, avec un terme d'erreur supplémentaire dans la fonction objectif (Tableau 2-5). Au cours des itérations l'écart entre les schémas proposés par $p0$ et les schémas calculés par $p1$ à $p3$ se réduit, jusqu'à ce qu'une solution cohérente soit obtenue. Pour une description plus détaillée de la méthode on pourra se référer à [T2][A2][A8].

Tableau 2-5. Problème $p0$

minimiser:	$\{\mathcal{E}_{cout}, \mathcal{E}_{energie}\}$ pour l'itération 1	/	$\{\mathcal{E}_{cout}, \mathcal{E}_{energie}, \mathcal{E}_y\}$ pour les itérations suivantes
x, y			
sous contraintes :	$ondulation\ s < \Delta_{max}$ $températur\ es < T_{max}$		

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

avec :	
ε_{cout}	Erreur entre le coût calculé et le coût cible fixé.
$\varepsilon_{energie}$	Erreur entre l'énergie consommée calculée et la valeur cible fixée.
ε_y	Erreurs entre les variables de liaisons et leurs valeurs cibles (à partir de la deuxième itération).
x	Variables locales : Courant thermique, fréquence de découpe, nombre de bras.
y	Ensemble des grandeurs partagées avec le problème $p0$, voir Figure 2-14.

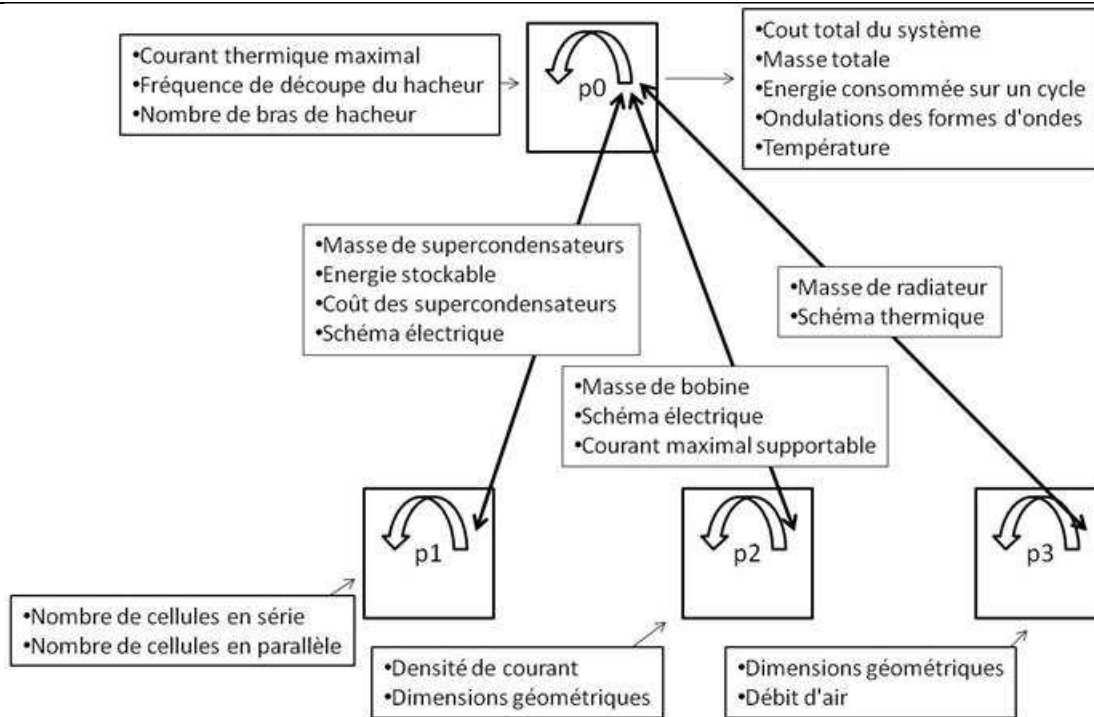


Figure 2-14. Schéma du problème de type Target Cascading construit pour l'optimisation du S.S.E.

2.7.2 Présentation des résultats

La résolution de ce problème d'optimisation a été faite en utilisant un algorithme de type *Sequential Quadratic Programming*. Les cibles recherchées pour le coût et pour l'énergie (Tableau 2-5) ont été atteintes. Il faut cependant noter que ces cibles ont été fixées relativement proches de la solution actuelle de stockage. Par rapport à un tramway sans stockage, l'économie d'énergie est d'environ 40% sous nos hypothèses. Compte-tenu de cette économie, le coût fixé pour l'installation du système de stockage est suffisamment faible pour le rentabiliser au terme de sa durée de vie. Quelques caractéristiques de la solution optimisée sont données dans le Tableau 2-6.

Tableau 2-6. Solution optimisée, cibles atteintes et caractéristiques obtenues

Energie consommée fixée	-40% par rapport à la solution sans stockage, sous nos hypothèses
Coût fixé	égal au coût estimé du prototype
Masse de supercondensateurs	401kg
Nombre de bras de hacheur	10
Masse de radiateur	20,3 kg
Masse des 10 bobines	38,4kg

La solution optimisée obtenue est cohérente dans le sens où les différentes grandeurs échangées entre les problèmes ont convergées. Elles ont convergées en quatre itérations, et sont restées sensiblement constantes dès la cinquième itération. Pour mettre en évidence cette convergence, la Figure 2-15 présente la déviation relative de certaines grandeurs de la Figure 2-14 par rapport à leur valeur à l'itération précédente.

Le Tableau 2-6 montre l'intérêt d'un moyen de stockage pour économiser l'énergie, sous nos hypothèses. En perspective, il est souhaitable de fixer des valeurs plus ambitieuses pour les cibles de coût et d'énergie consommée, et d'étudier leur influence sur le comportement de la stratégie d'optimisation par *Target Cascading*.

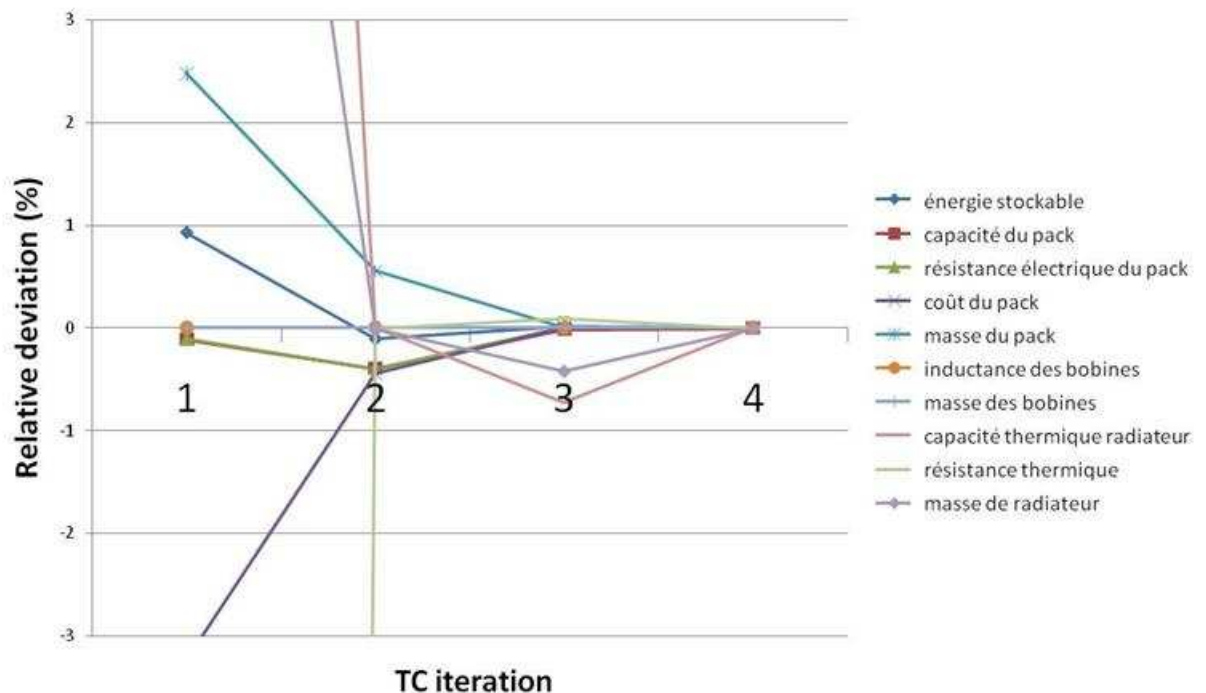


Figure 2-15. Déviation relative des grandeurs au cours des 4 premières itérations

2.8 Conclusion

Dans ce chapitre un problème d'optimisation systémique a été présenté. Il recherche le dimensionnement optimal des composants d'un système de stockage embarqué dans le but de réduire la consommation du tramway sur un cycle de fonctionnement. La technologie a été définie à l'identique par rapport à un prototype existant. Des modèles de dimensionnement des éléments de la chaîne de conversion de l'énergie ont été construits. Ils déterminent des schémas électriques et thermiques destinés à la simulation. Un modèle de simulation sur cycle a été construit, avec une double fonction de validation et de calcul de l'énergie économisée. Ce modèle de simulation intègre le calcul d'une consigne de puissance qui a été trouvée selon une méthode originale. Enfin, une méthode d'optimisation de systèmes complexes dite *Target Cascading* a été utilisée pour obtenir des solutions améliorées. Elle a montrée de bonnes propriétés de convergence sur notre exemple.

3 Chaîne de traction de métro, solution actuelle et solution à l'étude

Ce chapitre est une introduction à l'optimisation de la chaîne de traction pour métro. En partie 3.1 sont décrites les performances et les caractéristiques de la chaîne de traction actuelle, qui sert de cas de référence. En partie 3.2 sont décrites les caractéristiques d'un interrupteur MOSFET en Carbone de Silicium. Les innovations que permettent d'entrevoir les caractéristiques de cet interrupteur sont développées. En partie 3.3, les choix technologiques relatifs à la solution à l'étude sont décrits. Les données relatives au réducteur sont en partie 3.4. Enfin, le plan de l'étude et les étapes de la modélisation, et de l'optimisation, sont donnés en partie 3.5.

3.1 Solution actuelle

3.1.1 Dimensions

Le métro d'Amsterdam est un métro à 6 caisses. La masse est de $192(T)$ à vide et $288(T)$ en pleine charge.

La répartition de la motorisation sur la longueur du train est reportée sur la Figure 3-1. Les 2 voitures aux extrémités ne sont pas motorisées. Les 4 centrales le sont. Il y a deux pantographes soit 1 pantographe pour 2 voitures motrices. Deux voitures qui partagent un pantographe sont liées par un câble Haute Tension. Dans les voitures motrices, 1 moteur est associé à chaque essieu, soit 2 moteurs par bogies. On trouve un unique onduleur par voiture. Un onduleur alimente donc 4 moteurs.

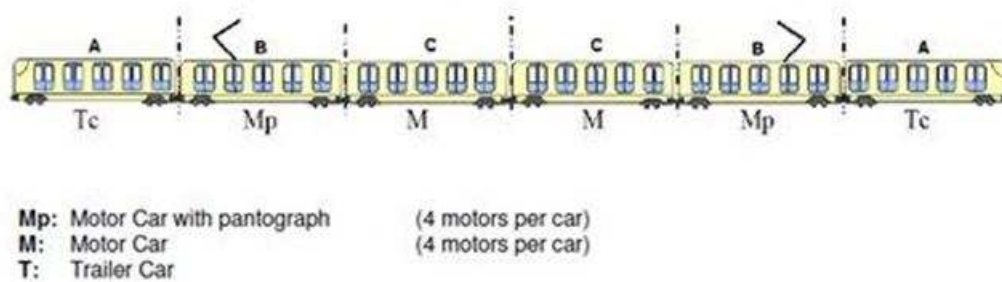


Figure 3-1. Configuration du métro d'Amsterdam

3.1.2 Performances

La performance est notamment liée à l'effort de traction ou de freinage qui peut être demandé au train en fonction de la vitesse. Cette performance est déduite de l'accélération demandée au train pour le cas de charge le plus critique de $288(T)$. Cette performance est décrite en Figure 3-2.

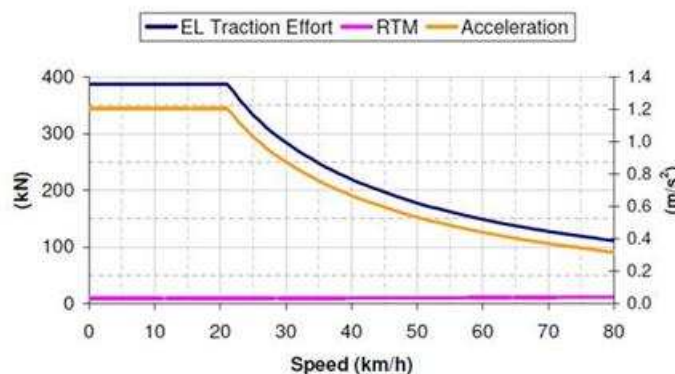


Figure 3-2. Effort total du train en fonction de la vitesse

La capacité de tenir indéfiniment les points de fonctionnement de la Figure 3-2 n'est pas demandée au système de traction. Pour valider le système de refroidissement, il est seulement demandé de passer le profil de mission de la Figure 3-3. Ce profil de mission est rapporté à 1 essieu moteur. Le couple

maximal est de $10000(N.m)$, et la vitesse maximale de $530(tr/min)$. Ces valeurs sont données pour un diamètre de roue de $800(mm)$ correspondant à une usure moyenne. Les diamètres de roue sont entre $840(mm)$ (roue neuve) et $760(mm)$ (roue complètement usée). Pour la suite sera considéré un diamètre de roue de $800(mm)$. Le profil fait apparaître l'aller et le retour du tramway le long de la voie, avec une pause et un changement de sens toutes les $800(s)$ environ.

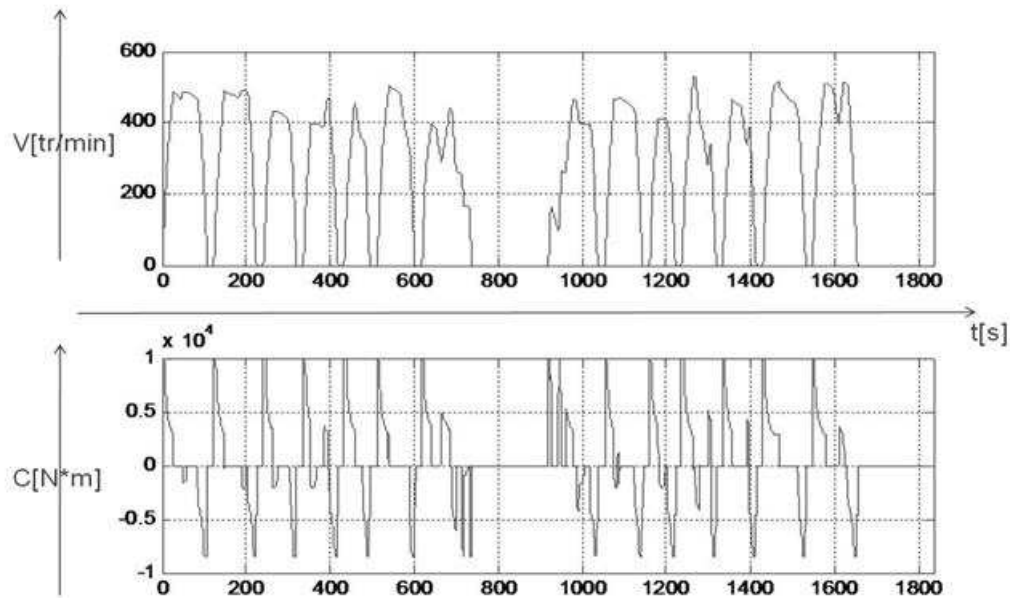


Figure 3-3. Profil de mission du métro

3.1.3 Réducteur

Le rapport de réduction est de $6.95:1$. Le réducteur est à 2 niveaux de réduction. La masse approximative du réducteur, comprenant les arbres, les dentures et le boîtier en fonte, est de $370(kg)$.

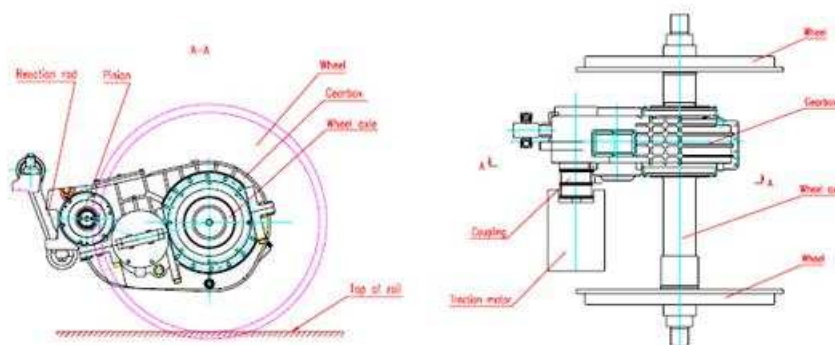


Figure 3-4. Description du réducteur extraite d'un document technique

3.1.4 Moteur

Compte-tenu du rapport de réduction, le couple maximal et la vitesse maximale au moteur sont respectivement de $1440(N.m)$ et de $3690(tr/min)$.

Le moteur actuel est un moteur triphasé asynchrone à cage d'écurie, à quatre pôles, fermé et auto-ventilé.

L'ondulation du couple à la vitesse maximale est d'environ 20% selon *Cithel*®. *Cithel* est un logiciel développé et utilisé par *Alstom* pour la simulation des chaînes de traction. La masse approximative du moteur est de $500(kg)$.

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire



Figure 3-5. Photo du moteur de traction

3.1.5 Schéma de puissance

Le schéma de puissance général pour 2 voitures motorisées, partageant le même pantographe, est donné en Figure 3-6. Les 4 moteurs d'une voiture sont en parallèle sur le même onduleur. La tension continue entre le pantographe et le rail est de 800(V). Le schéma de la Figure 3-6 fait apparaître les éléments pesants que sont la bobine de 450(kg) et le module de puissance réalisant la fonction onduleur, 280(kg).

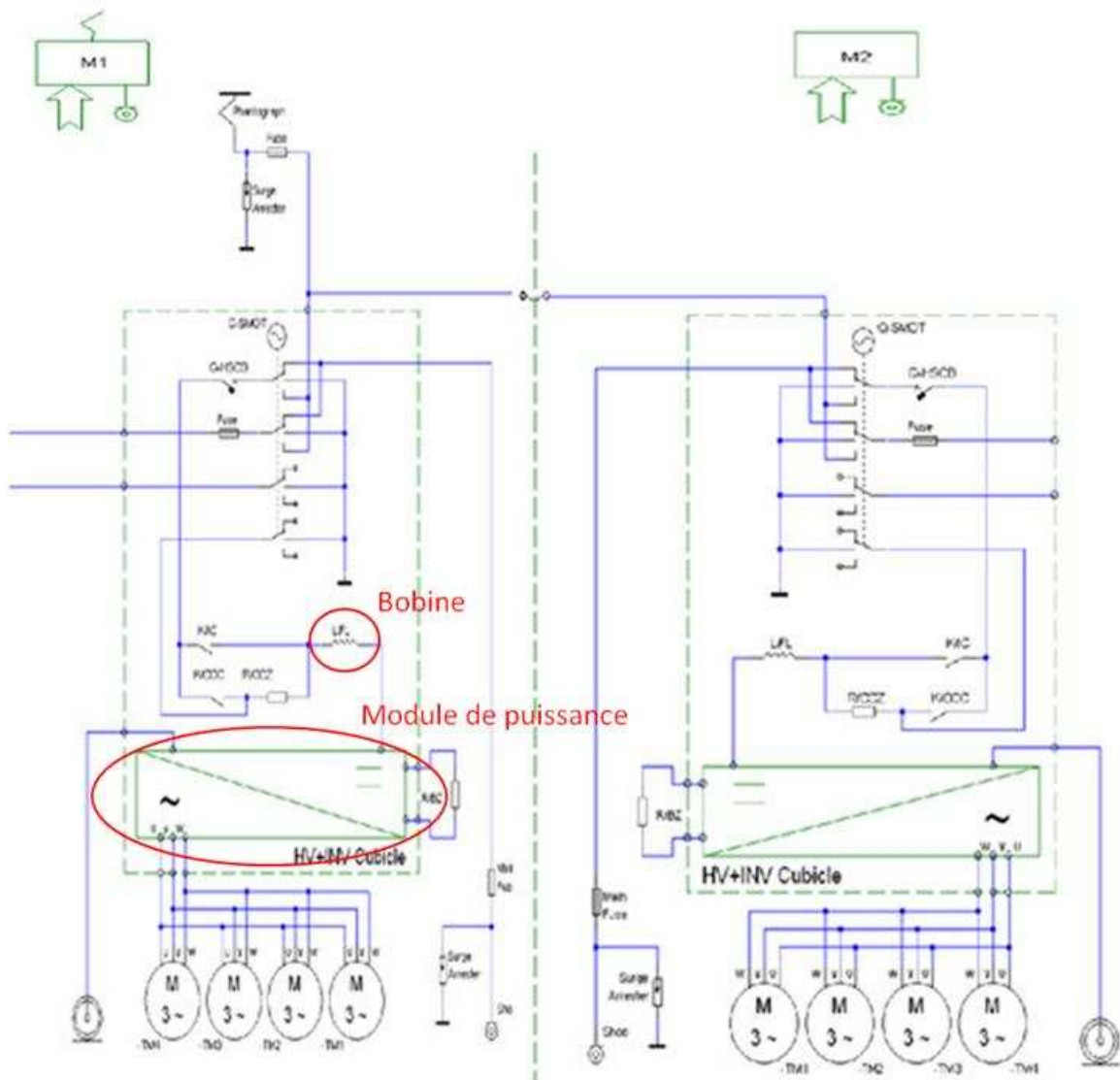


Figure 3-6. Schéma de puissance général extrait d'un document technique

3.1.6 Bilan masse

La Figure 3-7 donne le bilan masse du métro d'Amsterdam à vide. Sont précisées respectivement les masses :

- Des moteurs et réducteurs.
- Des bogies (hors moteurs et réducteurs).
- Des équipements traction, incluant les selfs, les modules de puissance et différents appareillages.
- Du reste du train.

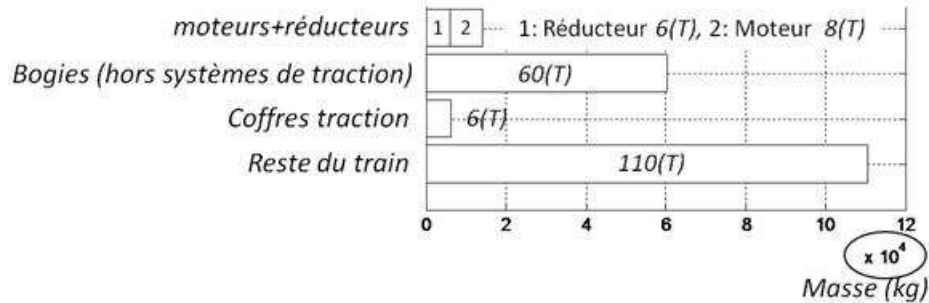


Figure 3-7. Bilan masse du métro d'Amsterdam

La Figure 3-7 fait apparaître que la masse totale de la chaîne de traction est faible par rapport à la masse du train, mais pas négligeable. Elle représente environ 10%.

3.1.7 Bilan consommation

La Figure 3-8 représente la puissance moyenne consommée au cours du parcours de la Figure 3-3, dans le cas le plus défavorable, c'est-à-dire à pleine charge. La Figure 3-8 est le résultat de calculs effectués avec *Cithel*®.

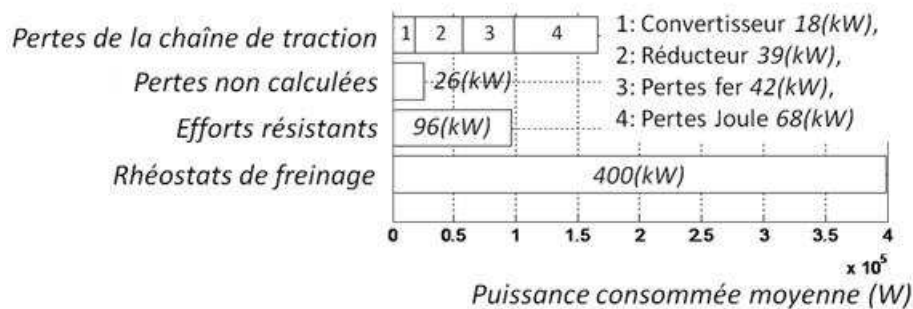


Figure 3-8. Bilan consommation du métro d'Amsterdam

Les deux premières barres représentent des pertes de la chaîne de traction, respectivement :

- Les pertes dans les interrupteurs,
- Les pertes dans le réducteur,
- Les pertes fer,
- Les pertes Joule dans le moteur,
- Les autres pertes.

Les pertes non calculées sont la somme des autres pertes calculées par *Cithel*®, qui ne seront pas calculées dans cette étude. Il s'agit par exemple des pertes mécaniques du moteur, des pertes dans la bobine.

La troisième barre représente la puissance moyenne dissipée par les frottements extérieurs à la chaîne de traction, par exemple les frottements avec l'air. La dernière barre représente la puissance moyenne dissipée dans les rhéostats au cours des freinages. Dans l'hypothèse favorable d'une caténaire 100% récupératrice, cette énergie serait nulle.

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

Si l'on suppose que l'énergie est totalement récupérée lors des freinages, la dernière barre disparaît. Une conclusion qui s'impose alors est que les pertes de la chaîne de traction sont la principale source de la consommation. D'une part les efforts résistants sont secondaires dans le cas de ce métro, d'autre part on n'a pas de moyen d'action pour les réduire, dans le cadre de cette étude. En revanche, la Figure 3-8 montre que la réduction des pertes de la chaîne de traction permettra de diminuer fortement la consommation du métro.

3.2 Intérêt des interrupteurs à Carbure de Silicium pour la traction ferroviaire

3.2.1 Spécificité des interrupteurs à Carbure de Silicium

Pour cette étude est envisagée l'utilisation d'interrupteurs au carbure de Silicium, pour augmenter la fréquence de découpage.

Les modules de puissance actuels utilisent des packs au Silicium, pour toutes les fonctions : redresseur *AC/DC*, alimentation des auxiliaires et onduleur de traction. Ces packs comprennent une ou plusieurs cellules de commutation formées d'un *IGBT* et une diode en anti-parallèle. Ces packs sont achetés à des fournisseurs extérieurs, *Infineon* ou *Mitsubishi*. Dans l'avenir, les experts estiment que des packs à base de Carbure de Silicium (Silicon Carbide *SiC*) pourraient remplacer les packs Silicium. Les avantages attendus sont les suivants :

- Commutations plus rapides.
- Absence théorique de recouvrement dans les diodes Schottky *SiC*.
- Meilleure tenue en tension.
- Température maximale plus élevée à terme : 300-400°C au lieu de 125°C
- Meilleure conductivité thermique.

Les deux premiers avantages conduisent à une énergie perdue par commutation considérablement réduite. Les trois derniers avantages de la liste permettront de rendre les packs et les modules de puissance plus compacts ou plus fiables.

Les caractéristiques du *SiC* rendent ce matériau adapté en principe pour des applications à haute tension, forts courants, températures et fréquences de découpe élevées. [D7] liste les propriétés du matériau, les interrupteurs existants et les applications. La réduction de l'encombrement des convertisseurs ferroviaires est citée.

Les caractéristiques du *SiC* ne sont pas complètement exploitées dans les interrupteurs actuels. Le packaging du pack *SiC Powerex 1200V, 100A* considéré pour cette étude ne permet pas de dépasser fortement la température admise pour un pack Silicium, de l'ordre de 125°C. La datasheet de ce pack est accessible sur internet à partir de la librairie des composants *Powerex* [D6]. Ce pack n'a pas un calibre suffisant pour l'application du métro, où les surtensions peuvent dépasser 1200V. Dans l'attente d'un pack à 1700V, on considèrera l'absence de ces surtensions et les pertes seront calculées pour un bus continu à 750V.

La diminution de l'énergie perdue par commutation permet d'envisager une fréquence de commutation plus importante. La fréquence de base du moteur peut alors être augmentée sans dégrader les formes d'ondes et les pertes harmoniques.

3.2.2 Comparaison des pertes d'un pack *SiC* par rapport à un pack *Si* de calibre proche

3.2.2.1 Schéma

Dans cette partie on discute des pertes du pack *SiC* comparées à un pack *Si* de calibre proche.

- Pack *SiC* : Powerex 1200V, 100A
- Pack *Si* : Eupec 1700V, 200A

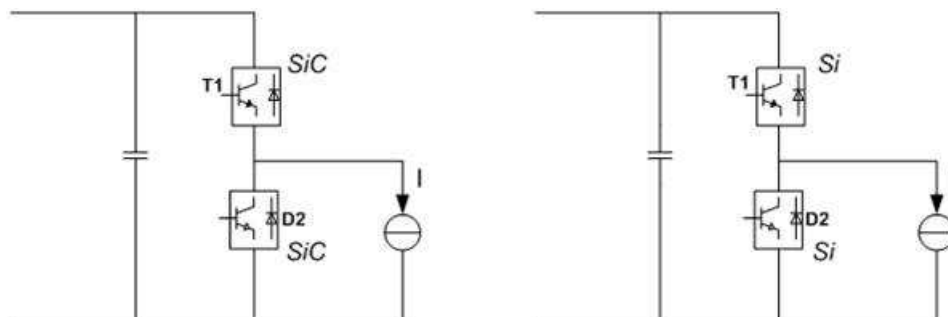


Figure 3-9. Schéma de puissance en rapport avec les modèles de pertes

Les packs considérés incluent la diode en anti-parallèle. L'identification des pertes a été faite pour un montage en bras d'onduleur selon le schéma de la Figure 3-9. Ce montage est très répandu dans les convertisseurs embarqués : redresseur, hacheur, onduleurs.

3.2.2.2 Pertes par conduction

Lorsque qu'un semi-conducteur est à l'état passant, une chute de tension s'établit à ses bornes. Cette chute de tension est une fonction du courant qui le traverse et une approximation s'écrit (3).

$$\Delta V(I) = V_0 + R \cdot I \quad (3.1)$$

Le Tableau 3-1 donne les valeurs obtenues par *Alstom* à partir d'essais.

Tableau 3-1. Modèles de pertes par conduction

	<i>SiC Powerex 1200V, 100A</i>		<i>Si Infineon 1700V, 200A</i>	
	<i>Transistor</i>	<i>Diode</i>	<i>Transistor</i>	<i>Diode</i>
$V_0(\text{V})$	0	0.73	1.5	1.1
$R(\Omega)$	0.0255	0.0155	0.008	0.007

La Figure 3-10 donne la chute de tension et les pertes par conduction résultantes pour un courant variant dans les limites respectives des calibres des deux interrupteurs *SiC* et *Si*. La chute de tension dans le transistor *SiC* est négligeable pour des courants faibles. Par contre les résistances sont plus importantes, ce qui conduit à des pertes plus importantes pour des valeurs élevées du courant. Toutefois, cette différence de résistance défavorable au *SiC* est peut-être imputable à la différence des calibres de courant, 100A pour le *SiC*, 200A pour le *Si*.

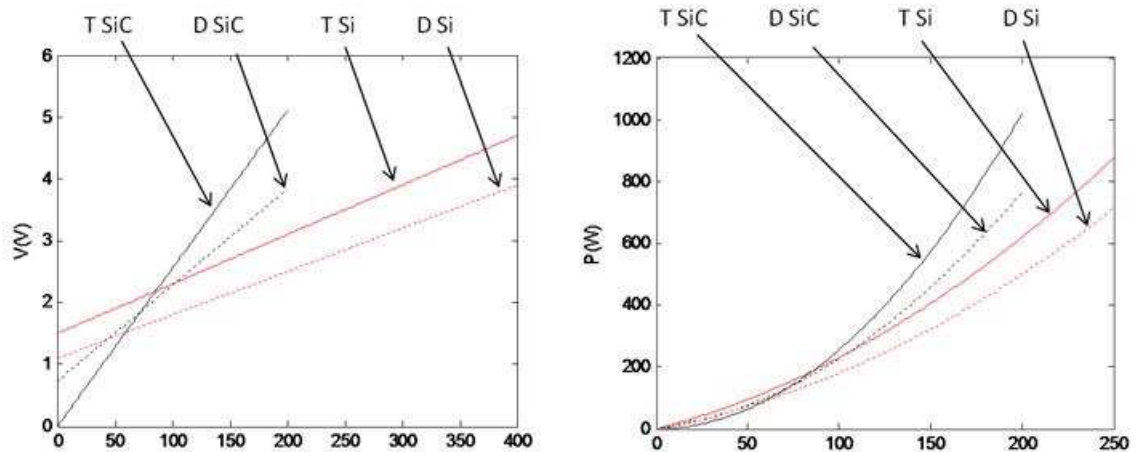


Figure 3-10. Chute de tension et pertes instantanées par conduction en fonction du courant

La Figure 3-11 donne les pertes instantanées par conduction pour un courant de l'ordre de 50A. A cause de son V_0 plus favorable, le SiC est plus intéressant à ce niveau de courant. A cause des différences de calibre, la comparaison ne permet pas de conclure sur une meilleure performance de l'une ou l'autre des deux solutions vis à vis des pertes par conduction, que l'on peut seulement estimer comparables.

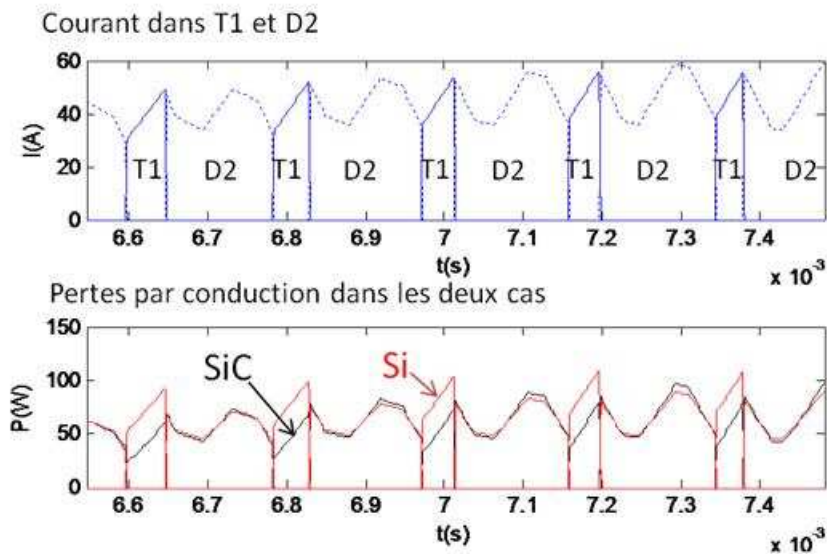


Figure 3-11. Pertes instantanées par conduction en fonction du temps pour un courant fixé

3.2.2.3 Energie perdue par commutation

Concernant l'énergie perdue par commutation, on s'attend à une forte réduction du fait des commutations plus rapide et du faible voire nul courant de recouvrement de la diode. Le modèle d'énergie perdue pour chaque commutation est identifié selon (3.2) et conduit aux valeurs du

Tableau 3-2 pour les cas des packs comparés Si et SiC. Ces valeurs ont été obtenues par Alstom à partir d'essais.

$$E = V_{bus} \cdot \alpha \cdot (a \cdot I + b \cdot I^2 + c \cdot I^3 + d \cdot I^4 + e \cdot I^5) \quad (3.2)$$

Tableau 3-2. Modèles d'énergie perdue par commutation

	Si Infineon 1700V, 200A			SiC Powerec 1200V, 100A		
	T_{on}	T_{off}	D_{rec}	T_{on}	T_{off}	D_{rec}
α	1.1	1.15	1.5	1.079	1.223	1.473
a	$1.955 \cdot 10^{-4}$	$1.947 \cdot 10^{-4}$	$2.654 \cdot 10^{-5}$	$5.357 \cdot 10^{-5}$	$4.501 \cdot 10^{-6}$	$2.067 \cdot 10^{-6}$
b	$3.115 \cdot 10^{-7}$	$-2.903 \cdot 10^{-8}$	$-1.521 \cdot 10^{-7}$	$-3.741 \cdot 10^{-7}$	$-3.491 \cdot 10^{-8}$	$-4.102 \cdot 10^{-8}$
c	$3.312 \cdot 10^{-10}$	0	$4.125 \cdot 10^{-10}$	$1.107 \cdot 10^{-9}$	$1.318 \cdot 10^{-10}$	$3.621 \cdot 10^{-10}$
d	0	0	$-4.006 \cdot 10^{-13}$	0		$-1.420 \cdot 10^{-12}$
e	0	0		0		$2.035 \cdot 10^{-15}$

Les courbes d'énergie perdue en fonction du courant commuté sont données sur la Figure 3-12. La graduation de l'axe des ordonnées montre la différence importante à l'avantage du SiC.

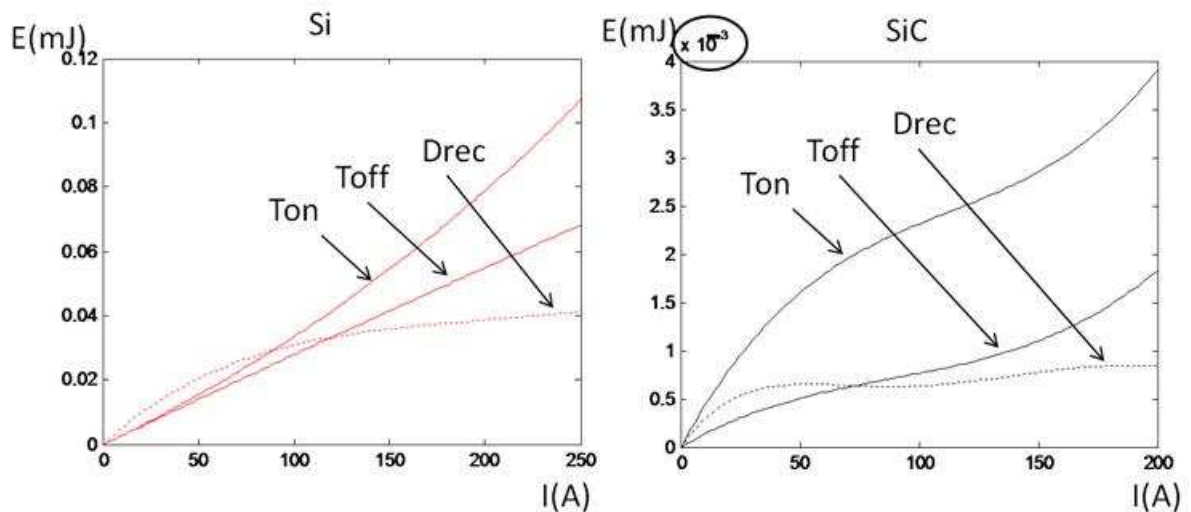


Figure 3-12. Energie perdue par commutation en fonction du courant commuté

Une autre façon d'illustrer la performance du SiC est d'appliquer le modèle d'énergie perdue par commutation au même courant que précédemment, ce qui est fait en Figure 3-13. La réduction la plus remarquable concerne l'énergie perdue à la mise à OFF des transistors et au blocage de la diode. Cette énergie est réduite d'un facteur 20 environ. L'énergie à la mise à ON des transistors est réduite d'un facteur 8 environ.

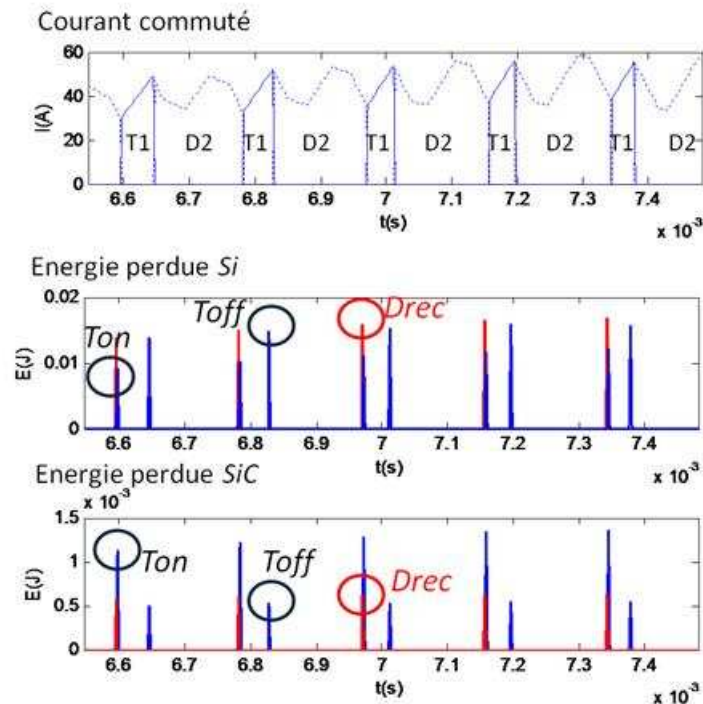


Figure 3-13. Energie perdue par commutation dans le bras pour la forme de courant donnée

3.3 Choix technologiques pour la nouvelle solution

3.3.1 Type de moteur

Pour la nouvelle solution, les choix sur la technologie ont été en partie guidés par l'éventualité, à vérifier par l'optimisation, d'une plus grande vitesse. On s'est donc volontairement limité à des structures qui sont susceptibles de fonctionner à plus grande vitesse, par opposition à des structures qui ne seraient adaptées qu'à une plage limitée de vitesse.

En premier lieu, on s'est orienté vers l'étude de moteurs synchrones rotatifs à aimants permanents. Les aimants permanents permettent d'augmenter le couple massique ; d'autre part, en l'absence de contacts glissants, ils sont favorables à la montée en vitesse. On considèrera un rotor intérieur avec des aimants en surface retenus par une frette. Des aimants enterrés auraient pour conséquence de fragiliser mécaniquement le rotor à grande vitesse.

La solution à rotor extérieur aurait en revanche quelques avantages : masse réduite des parties actives, et absence de frette puisque la force centrifuge s'exercerait contre la culasse. En revanche d'une part, le rotor devrait être mécaniquement en porte-à-faux, et d'autre part, l'implantation dans le bogie serait plus compliquée.

3.3.2 Bobinage

Concernant le bobinage le choix a été fait de n'étudier que des bobinages sur dent, avec pour conséquence une réduction du nombre d'encoches. Par exemple, pour un moteur à 10 pôles, il faut au minimum 30 encoches avec un bobinage réparti, avec une encoche par pôle et par phase ; avec un bobinage concentré, 9 ou 12 encoches suffisent pour créer la même force magnétomotrice, en terme de fondamental. Le coefficient de bobinage étant comparable, le volume totalisé des encoches est comparable. On peut imaginer que la diminution du nombre d'encoches est un avantage important pour la solution concentrée dans le cadre de la grande vitesse. A défaut, la fabrication du stator serait rendu plus compliquée du fait des dimensions réduites. D'autre part, le remplissage des encoches serait

plus difficile. La solution concentrée permet de réduire considérablement les têtes de bobines et donc l'encombrement axial. Elle permet aussi d'obtenir une forme de flux à vide plus sinusoïdale, et donc moins d'oscillations du couple électromagnétique. Toutefois, un inconvénient de cette solution est le contenu harmonique de la force magnétomotrice qui peut générer des échauffements et des vibrations non désirés.

Les bobinages envisagés sont à trois phases reliées à un point neutre. Les phases sont connectées à un onduleur de tension. La position des conducteurs des différentes phases dans les encoches est choisie de façon à maximiser le coefficient de bobinage.

3.3.3 Forme des encoches

Pour cette étude est proposé un refroidissement du stator par circulation de fluide dans les encoches. La connaissance précise de la section d'encoche est importante car elle va conditionner la densité de courant, donc les pertes Joule, mais aussi la surface d'échange avec le fluide de refroidissement, et par conséquent l'échauffement. Les dents sont choisies à flancs parallèle ce qui amène à une section trapézoïdale d'encoche visible sur la Figure 3-14, et libère de l'espace pour le fluide de refroidissement. Les deux couches de conducteurs occupent 2 sections rectangulaires dont la largeur est déterminée par la largeur de l'encoche au niveau du rayon d'alésage.

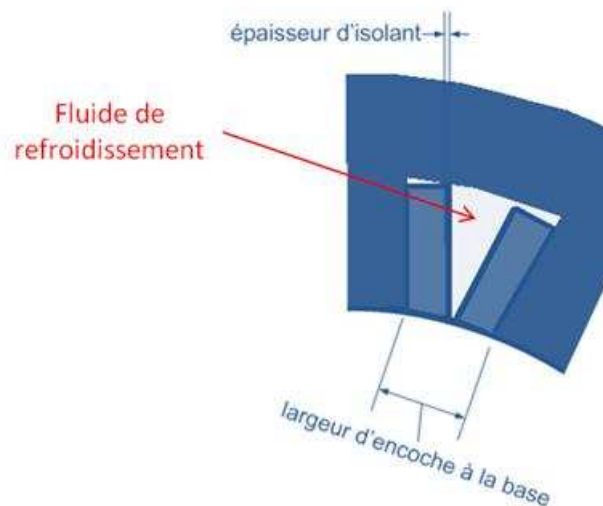


Figure 3-14. Détail d'une encoche du stator

3.3.4 Type et épaisseur d'isolant

Les sections rectangulaires sont en parties occupées par l'isolant entre la masse et le bobinage. Concernant le choix de l'isolant, l'huile interdit d'utiliser du papier de mica [L9].

Il est préférable d'utiliser du papier *Polyimide* de type *Nomex*®. Compte-tenu de la tension, il sera considéré une feuille de *Nomex* d'épaisseur $0.25(mm)$, soit $0.5(mm)$ en prenant un recouvrement en compte. La conductivité thermique de ce matériau à $200^{\circ}C$ est donnée par (3.3) [D8][D9].

$$\lambda = 0,14 \left(\frac{W}{m \cdot K} \right) \quad (3.3)$$

3.3.5 Coefficient de remplissage

Les conducteurs sont supposés occuper toute la section restante, quel que soit leur nombre. En revanche la fréquence électrique envisagée interdit l'emploi de conducteurs massifs. En effet, à

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

1000(Hz) l'épaisseur d'effet de peau est donnée par (3.4) et vaut environ 2(mm) ce qui rend l'emploi de conducteurs d'un rayon supérieur inapproprié.

$$e = \sqrt{\frac{\rho}{\pi \cdot \mu_0 \cdot \mu_r \cdot f}} \approx 2(\text{mm})$$

avec :

$$\rho = 16 \cdot 10^{-9} (\Omega \cdot m) \quad \text{résistivité du cuivre}$$
$$\mu_r = 1 \quad \text{perméabilité relative}$$
(3.4)

Un câble de *Litz* haute fréquence est plus approprié. Ces câbles sont disponibles en section rectangulaire permettant un bon remplissage de la couche [D10].

L'isolation spire à spire est négligée. Le remplissage de la couche est supposé parfait grâce à la section rectangulaire du câble. Cependant il reste l'inconvénient de l'isolation brin à brin du câble. Celle-ci détermine alors le coefficient de remplissage de la couche ; ce coefficient n'inclue pas l'isolation à la masse qui est différenciée sur la Figure 3-14. Ce coefficient de remplissage de la zone dédiée aux conducteurs sur la Figure 3-14 sera pris égal à 0.7 (3.5).

$$k_b = 0,7$$
(3.5)

3.3.6 Onduleur

Concernant l'onduleur, un seul type d'interrupteur est considéré dans cette étude. Le type d'interrupteur influe seulement sur le calcul des pertes à partir des formes d'ondes commutées (3) (3.2). Il est préférable de limiter le nombre d'interrupteurs en parallèle, à cause des problèmes de *derating* et du risque de court-circuit. Il faut savoir que l'interrupteur considéré, et plus généralement les interrupteurs à carbure de Silicium disponibles, n'ont pas à ce jour un calibre en courant suffisant, donc il faut s'attendre à devoir en mettre plusieurs en parallèle. Autre limitation simplificatrice concernant l'onduleur : ne sont considérées que des structures à 2 niveaux de tension de sortie, selon le schéma de la Figure 3-15. Enfin ne sont souhaités que des courants sinus. Ainsi, dans la conception du moteur, on cherchera à avoir une tension à vide aussi sinusoïdale que possible.

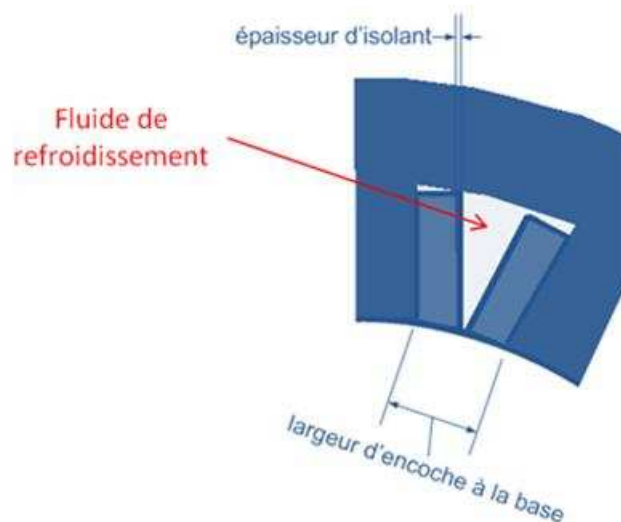


Figure 3-15. Schéma branchement électrique du moteur et topologie onduleur

3.3.7 Tôle utilisée

Une tôle fine de $0,27(mm)$ est choisie pour limiter les courants induits et les pertes fer : M210-27A. Le fabricant de tôle *Cogent®* donne les pertes fer massique en fonction de la fréquence électrique et de l'induction [D11], Figure 3-16.

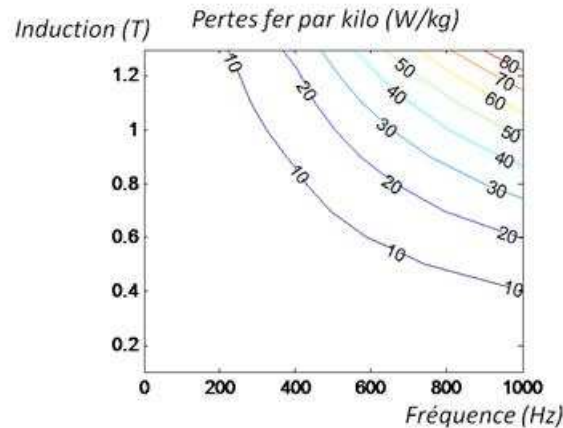


Figure 3-16. Pertes fer données par le fabricant de tôle

3.3.8 Refroidissement du moteur

La puissance transformée par le moteur à plus grande vitesse envisagé est identique par rapport à un moteur de traction habituel dimensionné pour la même application. Par conséquent, on s'attend à ce que les pertes soient comparables en ordre de grandeur. Le problème est que les sections de passage des flux de chaleur sont très inférieures dans le cas du moteur grande vitesse, du fait de la réduction du volume. Il s'ensuit une plus grande résistance thermique, et par conséquent le risque d'un plus grand échauffement.

Une solution à ce problème est d'exploiter mieux les surfaces disponibles, en adoptant un fluide de refroidissement plus favorable aux échanges thermique. C'est la raison pour laquelle il est intéressant de mettre en œuvre un refroidissement liquide. D'une part le coefficient d'échange avec les parois est meilleur, d'autre part la capacité thermique d'un liquide est beaucoup plus importante que celle de l'air.

Une difficulté, pour un refroidissement avec un fluide intermédiaire, est que la destination finale du flux de chaleur reste l'air ambiant. Il faut que le passage du flux de chaleur du fluide intermédiaire à l'air ambiant se fasse assez facilement pour ne pas générer d'échauffement trop important du fluide intermédiaire. Dans le cas d'un refroidissement liquide, cette fonction peut être réalisée par un radiateur, comme schématisé en Figure 3-17.

Une autre solution pour mieux refroidir consiste à augmenter les surfaces d'échange sur le moteur. Dans le cas de cette étude, de la place est laissé dans les encoches pour laisser passer le fluide au plus près des sources de chaleur. Par conséquent, les deux voies d'amélioration ont été exploitées ; augmenter les surfaces et faire passer un liquide à la place de l'air. Avec un tel refroidissement on s'attend à ce que la température reste dans des valeurs raisonnables. Le liquide choisi est de l'huile. Légèrement moins bonne porteuse de chaleur qu'un mélange eau-glycol - Tableau 3-3, l'huile a l'avantage de ne pas être corrosive vis-à-vis du fer.

Tableau 3-3. Capacités thermiques comparées

	Capacité thermique volumique
Eau	$\sim 4000(\text{kJ}/\text{m}^3/\text{K})$
Huile	$\sim 1800(\text{kJ}/\text{m}^3/\text{K})$

Le rotor doit être isolé par un manchon étanche. Ce manchon s'ajoute à la frette, à l'entrefer mécanique ; par suite l'entrefer magnétique est plus important. En pratique, il faudrait dimensionner l'épaisseur de la frette en rapport avec la force centrifuge donc avec la vitesse de rotation du rotor. Cette considération n'est pas abordée dans la présente étude, et l'épaisseur du manchon, de l'entrefer mécanique et de la frette sont fixées par similitude avec des moteurs existants. Les épaisseurs considérées sont données sur la Figure 3-17.

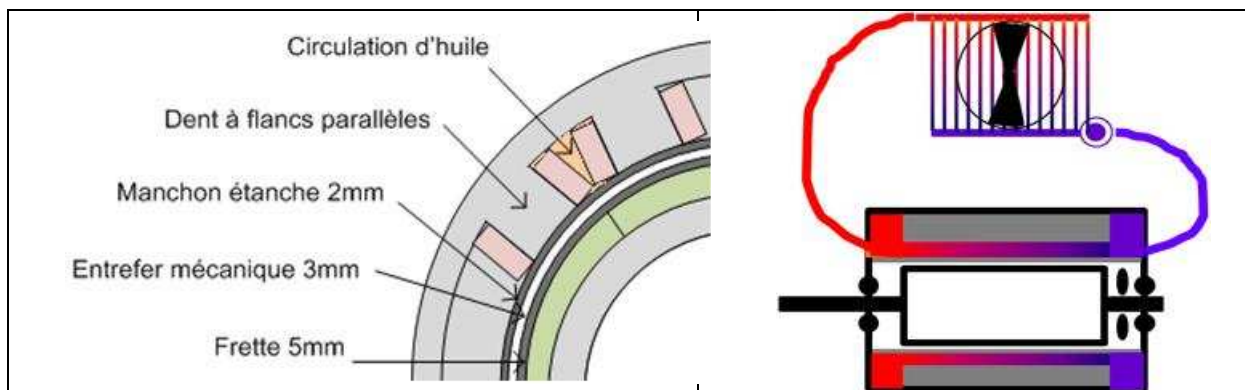


Figure 3-17. Schéma du refroidissement

Le refroidissement par liquide selon de schéma de la Figure 3-17 offre la possibilité de contrôler la température, en agissant sur les vitesses de la pompe et du ventilateur, éventuellement en by-passant le radiateur. Cette possibilité n'est pas exploitée dans cette étude. En effet, on suppose que contrairement à un moteur thermique le moteur électrique de traction a intérêt à être refroidi autant que possible, donc les débits des fluides n'ont pas besoin d'être régulés.

De façon à ce que le refroidissement soit performant dans les phases de démarrage et à faible vitesse, il est préférable que la pompe et le ventilateur soit commandés par un moteur indépendant du moteur de traction. Ce moteur imposera des débits de liquide et d'air constants au cours du temps et cohérents vis-à-vis de la dimension du radiateur.

3.3.9 Radiateur air/huile

Etant donné l'ordre de grandeur de la puissance thermique à évacuer : 10% de 150(kW) soit 15(kW) au maximum, une solution possible est la série SC du constructeur Hydac [D13]. Ce constructeur fournit les courbes de la puissance de refroidissement en fonction du débit d'huile pour chacun de ses modèles. La Figure 3-18 montre l'aspect d'un de ces modèles. Le modèle de la Figure 3-18 est à pompe intégrée.

Pour cette étude est proposée la conception d'un radiateur spécifique adapté à l'évacuation des valeurs précises de pertes calculées. L'évaluation de sa masse et des caractéristiques nécessaires à la simulation sera faite par extrapolation à partir des données connues du refroidisseur Hydac.



Figure 3-18. Aspect d'un refroidisseur *Hydac*

Les propriétés importantes pour une huile thermique sont la viscosité, la capacité thermique, et la plage de fonctionnement en température. Les valeurs extrêmes de cette plage de fonctionnement sont le point d'écoulement où l'huile fige (vers -10 à -60°C selon l'huile) et le point *éclair* (au dessus de 300°C) où l'huile devient combustible. Le catalogue *Shell* permet d'accéder aux propriétés d'un grand nombre d'huiles industrielles [D12].

La viscosité est fortement variable avec la température. Il sera éventuellement préférable de ne pas mettre en marche la pompe lorsque le système est froid. Pour cette raison, la pompe devra permettre la circulation de l'huile à l'arrêt, par thermosiphon, ce qui ne semble pas être le cas de la pompe volumétrique installée sur le refroidisseur de la Figure 3-18.

La capacité thermique volumique, utile au calcul du débit de capacité thermique C_l , augmente légèrement avec la température. Pour la suite, il sera considéré sa valeur à $100(^{\circ}\text{C})$ de $1760(\text{kJ}/\text{m}^3/\text{K})$.

Autre caractéristique de cette huile, le nombre de *Prandtl* à $100(^{\circ}\text{C})$ est de 69. En comparaison celui de l'eau à cette température est de 1,75. Ces valeurs indiquent que la conduction thermique est très lente dans l'huile et qu'on peut la négliger pour le calcul du flux de chaleur transporté par l'huile. Ce flux de chaleur sera essentiellement dû au débit.

3.3.10 Réducteur

Concernant le réducteur, la position relative du moteur et de l'essieu sur une disposition classique interdit a priori une série de trains épicycloïdaux. De toute façon pour les vitesses élevées les trains épicycloïdaux sont mal adaptés en raison de leurs dentures parallèles qui génèrent beaucoup de bruit. On s'oriente donc vers une solution classique à roues parallèles, à l'image du réducteur actuel présenté sur la Figure 3-4.

Il n'est pas évident que l'augmentation du rapport de réduction entraîne une augmentation significative de l'encombrement dans le bogie. En effet les étages sont dimensionnés par rapport au couple transmis. Par conséquent, les premiers étages sont peu encombrants comparativement aux étages de sortie. C'est pour cette raison qu'une chaîne de traction à grande vitesse est intéressante globalement en terme d'encombrement [L10].

Par contre, les étages rapides ne peuvent pas être lubrifiés par barbotage et nécessitent une technologie spécifique avec projection d'huile et échangeur, et des capotages pour limiter le bruit. Cette technologie est maîtrisée mais éventuellement coûteuse. Dans la présente étude on ne fait pas d'hypothèse sur la forme qu'aurait le réducteur associé au moteur à plus grande vitesse, mais on

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

extrapole à partir des caractéristiques connues pour le réducteur actuel la masse et le rendement qu'aurait un tel réducteur.

3.4 Caractéristiques du réducteur à grande vitesse d'entrée

3.4.1 Masse

Avec une masse de 370(kg) dans le cas de la chaîne de traction actuelle, le réducteur est clairement un élément pesant de la chaîne de traction actuelle.

Le rapport de réduction total k_r s'écrit (3.6) à partir du coefficient de réduction d'un étage k_{r1} et du nombre d'étages n_e , en supposant des rapports de réduction par étage tous identiques.

$$k_r = k_{r1}^{n_e} \quad (3.6)$$

Le rapport de réduction k_{r1} d'un étage est limité. Le pignon doit avoir un minimum d'environ 13 dents pour un bon engrenage. La taille relative de la roue par rapport au pignon ne peut pas être trop grande, pour des questions d'encombrement et pour un bon fonctionnement en multiplicateur. Sur le réducteur actuel à deux étages, le rapport de réduction par étage est 2,63 environ ; pour cette étude on admettra les rapports de réduction possibles (3.7), et les rapports de réduction seront supposés tous identiques. Compte-tenu de (3.7), un réducteur à 3 étages est nécessaire pour un moteur à 20000 (tours/min). A 30000 (tours/min), il faut un quatrième étage.

$$1,5 < k_{r1} < 3 \quad (3.7)$$

La taille des dents est liée au couple transmis. Compte-tenu des considérations précédentes, le diamètre des roues d'un étage est lié au couple transmis. [L10] mentionne que la largeur de denture est liée au couple transmis. Globalement, ces considérations font que le volume d'engrenage par étage est lié au couple transmis par cet étage.

Le boîtier et les roulements du réducteur sont également des éléments lourds qui doivent supporter des efforts de réaction importants. En supposant la masse totale de réducteur proportionnelle à la masse des engrenages, et la masse des engrenages d'un étage proportionnelle au couple transmis, l'expression (3.8) permet d'estimer la masse d'un réducteur à partir du rapport de réduction total et du nombre d'étages. Cette expression a été obtenue en identifiant avec la masse du réducteur actuel, à 2 étages, de coefficient 6.95 et de masse 370(kg). Dans tous les cas le couple de sortie est de 10000(N.m).

$$masse_{red} = 0.0268 \cdot 10000 \cdot \frac{1 - \frac{1}{k_r}}{1 - \frac{1}{k_r^{n_e}}} \quad (3.8)$$

La masse de réducteur exprimée par (3.8) est une fonction discontinue du coefficient de réduction, les discontinuités correspondant à des changements du nombre d'étages. Pour un nombre d'étages fixé la masse diminue légèrement avec l'augmentation du rapport de réduction. La Figure 3-19 montre l'évolution de cette fonction dans les limites du rapport de réduction (3.7). Sur ce graphe est reportée la masse du moteur en faisant l'hypothèse qu'elle est inversement proportionnelle au rapport de réduction, ce qui revient à considérer un couple massique du moteur constant. Comparativement au moteur, il peut être vérifié que l'évolution de masse imputable au réducteur n'est pas prépondérante.

Elle est faible aussi par rapport niveau d'hypothèses contenues dans la formule (3.8). Pour ces raisons, il sera considéré une masse constante de $430(kg)$ pour le réducteur. Cette valeur est la moyenne des masses calculées pour $n_e=3$ et $n_e=4$, repérée par une ligne en pointillés sur la Figure 3-19.

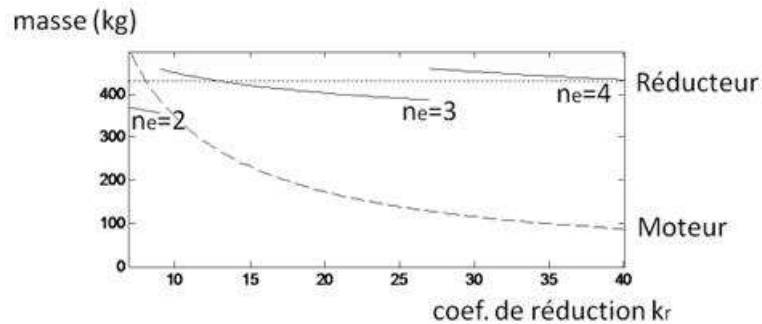


Figure 3-19. Masse de réducteur comparée à la masse de moteur, en fonction du coefficient de réduction

3.4.2 Rendement du réducteur

La littérature propose un rendement de 98% par étage [L10]. Cette valeur est donnée pour n'importe quelle transmission par engrenages. Cette valeur est en accord avec la valeur de rendement de 96% intégrée à *Cithel*® pour le réducteur actuel, à 2 étages.

Utiliser une valeur fixe de rendement suppose que les pertes sont seulement liées au produit de la vitesse par le couple. Il peut être attendu que les pertes soient plutôt une fonction quelconque de ces deux grandeurs. Toutefois, en pré-étude et sans connaissances technologiques sur la solution, la détermination d'une telle fonction ne semble pas évidente.

La Figure 3-19 montre que le réducteur utilisé sera soit à 3 étages, soit à 4 étages, correspondant à un rendement respectif de 94% et 92%. Encore une fois, compte-tenu du niveau d'incertitude, la valeur simplificatrice de 93% sera prise en compte.

3.5 Déroulement de l'étude

3.5.1 Modèle de simulation sur point de fonctionnement

La question du réducteur a été traitée dans la partie précédente. Les degrés de liberté restant concernent le convertisseur, le moteur et le refroidisseur.

Dans le but de déterminer les valeurs optimales de ces degrés de liberté, un modèle de simulation est développé. Ce modèle calcule :

- La masse du système.
- Les performances sur points de fonctionnement.

Les degrés de liberté ainsi que le modèle de simulation sont décrits en détails au chapitre 4. Les degrés de liberté sont essentiellement des dimensions. La Figure 3-20 exprime que les performances calculées sont fonction du couple demandé à la roue C_r et de la pulsation de rotation ω_r . Ce que calcule le modèle n'est pas une valeur scalaire mais un ensemble de valeur correspondant à une grille dans le plan *couple/pulsation* à la roue.

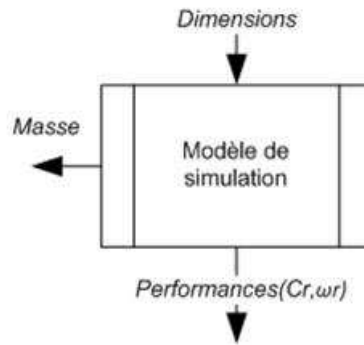


Figure 3-20. Fonction du modèle de simulation

3.5.2 Modèle de simulation thermique

Le modèle de simulation sur point de fonctionnement calcule en particulier des valeurs de perte par point de fonctionnement. Etant donné que le parcours est connu, les courbes des pertes en fonction du temps sont connues. La question qui se pose est de savoir si ces pertes pourront être évacuées sans générer d'échauffements excessifs. Pour répondre à cette question une simulation temporelle sur la base du parcours du tramway est effectuée. Cette simulation permet de trouver sous nos hypothèses les températures en fonction du temps dans le moteur. Une entrée du modèle de simulation thermique est la puissance spécifique du refroidisseur. La simulation thermique est décrite au chapitre 5.

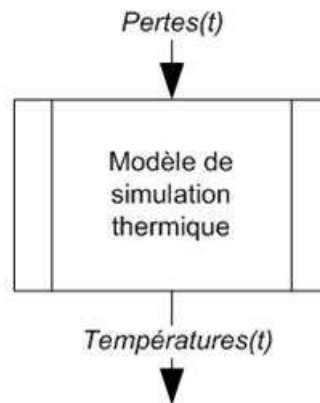


Figure 3-21. Fonction du modèle de simulation thermique

3.5.3 Conception optimale

La conception optimale, sur la base de ce modèle de simulation, est décrite au chapitre 6. Utiliser directement le modèle de simulation pour l'optimisation semble peu pratique. En effet, les entrées du modèle de simulation sont essentiellement des dimensions. Pour que la modélisation soit cohérente, ces dimensions doivent respecter un grand nombre de règles entre elles. Pour cette raison, il est plus pratique d'utiliser un modèle de dimensionnement, selon le schéma de la Figure 3-22, avant le modèle de simulation.

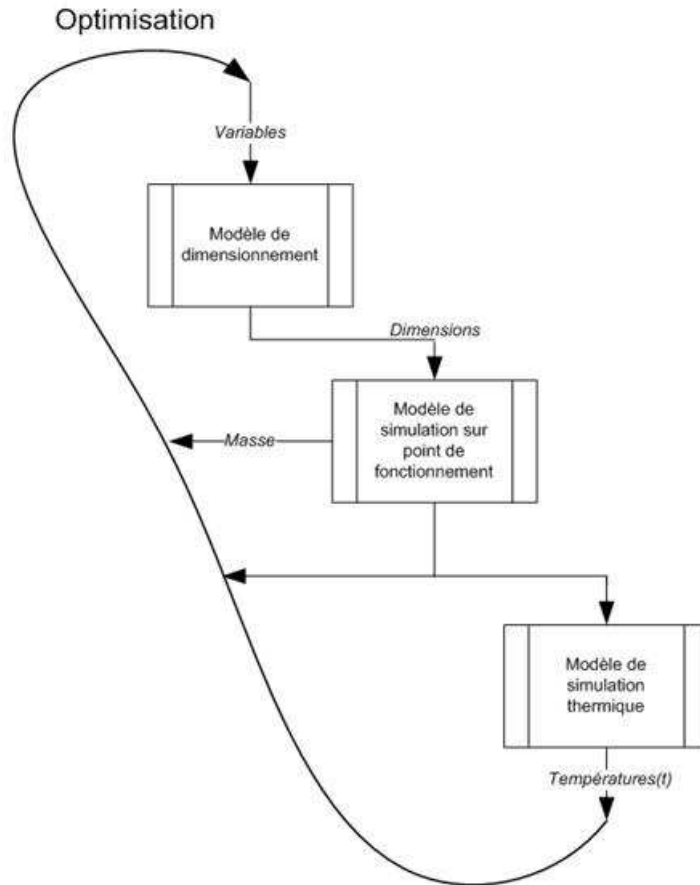


Figure 3-22. Conception optimale avec les 3 modèles

Le modèle de dimensionnement calcule les dimensions qui seront utilisées comme entrées du modèle de simulation. La boucle d'optimisation associe les trois modèles, et calcule les valeurs des variables qui minimisent des critères de performances, et respectent les températures maximales. Les critères de performance seront le plus souvent des moyennes sur le parcours, et non des critères associés à un point de fonctionnement donné.

Le modèle de dimensionnement ainsi que les variables sont décrites au chapitre 6. Le modèle de dimensionnement se base sur les relations du modèle de simulation. Pour cette raison, il est présenté après dans le fil du présent rapport, bien qu'il soit utilisé avant dans la procédure d'optimisation.

3.5.4 Réduction du domaine d'étude

Le modèle de dimensionnement développé ne limite pas de lui-même le domaine d'étude. C'est-à-dire que toutes les géométries (ensemble de dimensions) simulables par le modèle de simulation peuvent être décrites par les variables du modèle de dimensionnement.

Cela laisse un grand nombre de possibilités. En particulier le choix du nombre d'encoches et de pôles est vaste. Pour limiter ce choix, des essais sont effectués pour exclure les configurations les moins intéressantes. Une méthode systématique est mise en œuvre pour s'assurer que les configurations éliminées étaient moins intéressantes *dans tous les cas*. Cette réduction du domaine est faite préalablement à l'optimisation, et décrite au chapitre 6. En outre, deux autres variables sont fixées après discussion, préalablement à l'optimisation.

3.6 Conclusion

Dans ce chapitre les principales caractéristiques de la chaîne de traction actuelles ont été présentées. Les principaux choix concernant la chaîne de traction à l'étude ont été présentés. Il reste à dimensionner le système.

Les chapitres 4 et 5 décrivent des modèles de simulation respectivement électromagnétique et thermique. Les modèles développés dans ces chapitres doivent pouvoir s'adapter aux possibilités laissés par les choix fait dans ce chapitre. Par exemple, il doit être possible d'essayer les différentes configurations *nombre de pôles/nombre d'encoches*.

Il s'agit de modèles de tendance avec la vocation de dégager des préférences entre plusieurs solutions, plutôt que des modèles renvoyant des valeurs très précises et exactes.

4 Modèle de simulation sur points de fonctionnement

Ce chapitre introduit le modèle de simulation. Ce modèle considère les données d'entrées détaillées en partie 4.1 et calcule les grandeurs détaillées en partie 4.2. Les étapes du calcul sont détaillées en partie 4.3. Ce modèle est un modèle direct dans le sens où les données d'entrées sont des caractéristiques descriptives de la machine, et où les résultats sont des performances, c'est-à-dire des grandeurs qui pourraient être mesurées avec un prototype sur un banc d'essai. Le nombre de dimensions décrivant la machine est réduit au maximum. Une analyse géométrique est nécessaire pour retrouver toutes les dimensions de la machine, à partir des quelques dimensions données dans la partie 4.1. Cette analyse est expliquée en partie 4.4. En partie 4.5 est présenté le calcul électromagnétique qui permet d'estimer des grandeurs fonction de l'espace dans la machine : les fonctions de bobinage, l'induction. A partir de ces grandeurs, le calcul des caractéristiques de la machine est expliqué en partie 4.6. Ces caractéristiques comprennent le couple de détente, le flux à vide, la matrice d'inductance. En partie 4.7 est décrit le principe de la simulation sur points de fonctionnement. Pour une seule évaluation du modèle de simulation, de nombreux points de fonctionnement sont simulés, couvrant tous les points possibles déduits du cycle de fonctionnement. La partie 4.8 décrit le calcul du fondamental de tension pour chacun de ces points de fonctionnement. La partie 4.9 décrit le calcul de la tension découpée. La partie 4.10 décrit le calcul des courants et du couple. La partie 4.11 décrit le calcul des différents critères propres au moteur qui sont fonction du point de fonctionnement, tels que les pertes moyennées par période électrique. La partie 4.12 décrit le calcul des pertes par conduction et commutation dans l'onduleur, lié aussi au point de fonctionnement.

4.1 Degrés de libertés

4.1.1 Liste des degrés de liberté

Les degrés de liberté du modèle de simulation sur point de fonctionnement sont listés dans le Tableau 4-1. Ces degrés de liberté sont le rapport de réduction, les dimensions du moteur, le nombre de conducteurs, la fréquence de découpe. La définition de ces degrés de liberté est donnée dans les sections suivantes.

-	k_r		Rapport de réduction du réducteur
-	r	(m)	Rayon d'alésage
-	l	(m)	Longueur active de la machine
-	$nbrenc$		Nombre d'encoches
-	p ou pp		Nombre de paires de pôles
-	$eenc$	(m)	Profondeur des encoches
-	$eaim$	(m)	Epaisseur des aimants
-	$ecul$	(m)	Epaisseur des culasses stator et rotor
-	$renc$		Ratio de la largeur d'encoche au pas dentaire
-	$raim$		Ratio de la largeur d'aimant au pas polaire
-	$rhel$		Ratio du décalage axial au pas polaire
-	n		Nombre total de conducteurs sur une coupe de la machine
-	f_d	(Hz)	Fréquence de découpe

Tableau 4-1. Données d'entrée du modèle de simulation

4.1.2 Coefficient de réduction

Le coefficient de réduction est une entrée importante du modèle de simulation. En effet, le couple et la vitesse demandés au moteur sont très variables en fonction du coefficient de réduction.

4.1.3 Rayon d'alésage r et longueur de fer l

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

Les deux premiers degrés de liberté sont le rayon moyen de l'entrefer r et la longueur des parties actives l . Ces deux variables définissent le volume d'alésage et en grande partie le couple accessible avec la machine.

4.1.4 Nombre d'encoches $nbrenc$ et nombre de paires de pôles p

Le choix du nombre d'encoches $nbrenc$ et du nombre de paires de pôles p est une étape fondamentale dans la conception d'un moteur à bobinages dentaires, car ce choix influence beaucoup de critères importants pour ce type de machine. [A9] donne une méthode pour déterminer l'ordonnement des phases dans les encoches à partir de la combinaison choisie. Le critère de préférence est la maximisation du coefficient de bobinage. Toutes les combinaisons ne sont pas autorisées. Le Tableau 4-2 donne les combinaisons autorisées pour un nombre de paires de pôle inférieur ou égal à 6. L'auteur étend son étude jusqu'à 40 paires de pôles.

Tableau 4-2. Configurations autorisées

pôles $nbrenc$	4	6	8	10	12
6					
9					
12					
15					
18					

4.1.5 Variables géométriques $eenc$, $ecul$, $eaim$

Pour quantifier les critères qui nous intéressent il importe de connaître la forme des encoches et des aimants. C'est l'objet des 6 variables géométriques suivantes. Parmi ces 6 variables, 3 sont des dimensions qui définissent respectivement la profondeur des encoches $eenc$, l'épaisseur des aimants $eaim$ et des culasses $ecul$. Les culasses statorique et rotorique sont fixées à la même épaisseur par une unique variable. Les 3 variables suivantes sont plus difficiles à définir. $renc$ définit la largeur de l'encoche au niveau de l'entrefer par rapport à la largeur du pas dentaire au même niveau. On considèrera le rapport des arcs ou bien des angles. $raim$ définit la largeur des aimants par rapport au pas polaire. $rhel$ définit le décalage axial également par rapport au pas polaire. La définition des 6 variables géométriques est illustrée par la Figure 4-1.

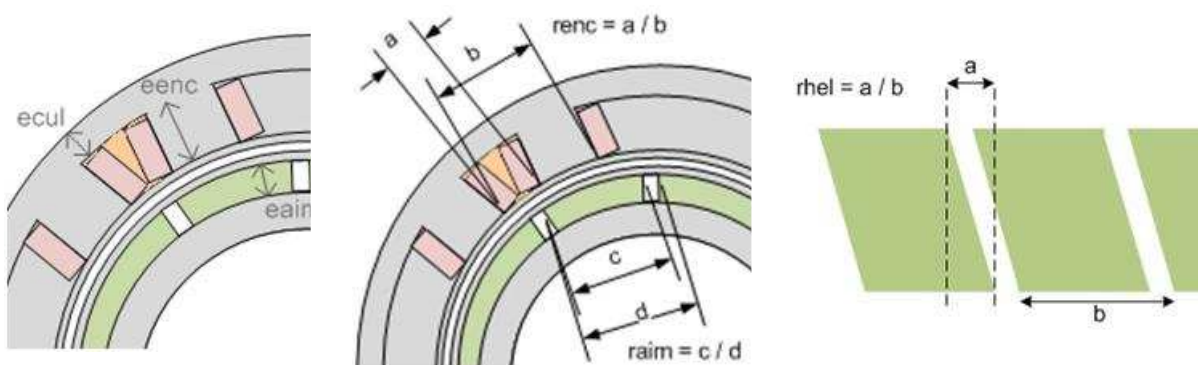


Figure 4-1. Définition des variables géométriques

Le décalage axial des aimants a pour but d'une part de réduire le couple de détente, et d'autre part de rendre la forme du flux reçu par les phases plus sinusoïdale, donc de réduire d'autant plus l'oscillation de couple électromagnétique, même si la valeur du fondamental du flux, donc le couple moyen à courants identiques, va se trouver réduit. La surface disponible dans les encoches est importante car elle va jouer sur les densités de courant donc sur les pertes Joule, également sur la

perméance d'entrefer donc le flux à vide vu par les phases. La forme des encoches, plus ou moins étroites ou allongées est importante car elle va jouer sur les surfaces d'échange avec le liquide de refroidissement, sur les fuites d'encoche, sur la largeur des dents donc le niveau d'induction et les pertes fer. Le problème peut ainsi sembler complexe, et les étapes de modélisation et d'optimisation paraissent nécessaires pour dégager des préférences.

4.1.6 Nombre total de conducteurs n

La dernière variable n définit le nombre total de conducteurs vus sur une coupe radiale de la machine. n est un entier qui ne peut pas prendre n'importe quelle valeur. C'est un multiple de 2 puisque chaque spire doit faire le tour d'une dent, plus précisément un multiple de 6 pour une machine triphasée, plus précisément encore un multiple de 2 fois le nombre d'encoches pour respecter un nombre entier de conducteurs dans les couches. Malgré cette contrainte, n est une grandeur pratique quand il s'agit de comparer des bobinages avec un nombre différent d'encoches.

4.1.7 Fréquence de découpage f_d

Une stratégie de découpage fixe est utilisée quelle que soit le point de fonctionnement. La stratégie retenue est une stratégie intersective à modulante sinus dont la fréquence de porteuse est fixée par f_d [L11]. Les degrés de liberté sur ce découpage se résument à la fréquence de découpage f_d . La valeur de f_d influera notamment sur la distorsion du courant.

4.2 Grandeurs calculées

4.2.1 Grandeurs calculées variables en fonction du point de fonctionnement ou du temps

Les grandeurs finales renvoyées par ce modèle sont les grandeurs liées au point de fonctionnement, en termes de couple et de vitesse de roue. Comme le couple demandé et la vitesse sont connus en fonction du temps, les mêmes grandeurs sont exprimées en fonction du temps, par interpolation. Il est alors possible de calculer une valeur moyenne de ces grandeurs sur le parcours. La liste de ces grandeurs est donnée ci-après.

-	$U(C_r, \omega_r)$	(V)	Amplitude du fondamental de la tension de phase, en fonction du point de fonctionnement,
-	$U(t)$	(V)	Amplitude du fondamental de la tension de phase, en fonction du temps,
-	$I(C_r, \omega_r), I(t)$	(A)	Amplitude du fondamental du courant de phase,
-	$I_d(C_r, \omega_r), I_d(t)$	(A)	Distorsion du courant,
-	$J(C_r, \omega_r), J(t)$	(A/m ²)	Densité de courant,
-	$P_j(C_r, \omega_r), P_j(t)$	(W)	Pertes Joule,
-	$P_f(C_r, \omega_r), P_f(t)$	(W)	Pertes fer,
-	$E_c(C_r, \omega_r), E_c(t)$	(N.m)	Erreur sur le couple,
-	$C_d(C_r, \omega_r), C_d(t)$	(N.m)	Distorsion du couple,
-	$P_o(C_r, \omega_r), P_o(t)$	(W)	Pertes dans l'onduleur,
-	$P_r(C_r, \omega_r), P_r(t)$	(W)	Pertes dans le réducteur.

Tableau 4-3. Grandeurs calculées par le modèle

L'erreur définie E_c sur le couple a pour but de distinguer les solutions infaisables. Par exemple, si la tension de bus est insuffisante, le couple demandé ne sera pas fourni. Par défaut, le modèle renverra le couple maximal possible. Dans le cas de solutions faisables, l'erreur sur le couple sera nulle avec une très bonne précision, sur tous les points du parcours.

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

4.2.2 Grandeurs indépendantes du point de fonctionnement

Le modèle de simulation calcule en plus un certain nombre de grandeurs indépendantes du point de fonctionnement. En particulier :

- la masse du moteur (kg)
- Les surfaces d'échange thermique (m²).
- L'amplitude de l'induction dans le fer (T), laquelle est supposée indépendante du courant dans les phases.

Tableau 4-4. Grandeurs indépendantes du point de fonctionnement

4.3 Description du calcul

4.3.1 Etapes du calcul

Le modèle construit se décompose en 2 étapes. La première étape est décrite dans la première colonne de l'organigramme de la Figure 4-2. Cette étape permet d'obtenir la géométrie détaillée et les caractéristiques à vide, à partir des valeurs données aux variables. La deuxième étape est décrite dans les colonnes 2 et 3 de l'organigramme de la Figure 4-2. Cette étape consiste à simuler un grand nombre de points de fonctionnement, et pour chaque point à calculer courants, ondulation de couple et pertes.

1^{ère} étape

A partir des valeurs des variables est calculée la géométrie détaillée de la machine. Sont alors connus les rayons, sections d'encoche, surfaces d'échange thermique et masses des différents éléments. Les caractéristiques à vide de la machine sont la matrice d'inductance, le flux à vide relevé sur une période électrique, et le couple de détente sur cette même période. Pour calculer ces données un certain nombre de tableaux donnés dans l'organigramme doivent être calculés préalablement.

2^{ème} étape : simulation sur points de fonctionnement

La connaissance de l'application permet d'identifier une grille d'essai dans le plan couple-fréquence à l'essieu. Pour chaque point on calcule les allures de la tension, des courants et du couple sur une période électrique. De ce calcul on déduit la densité de courant, les niveaux d'induction, les pertes, les distorsions des courants et du couple.

4.3.2 Nomenclature

En plus des variables et des critères sur point de fonctionnement, déjà définis, l'organigramme et le schéma des liens font apparaître les grandeurs intermédiaires suivantes :

Angles		
- γ	(rad)	Angle repérant la position dans l'espace entre 0 et $2.\pi$, voir Figure 4-9
- θ	(rad)	Angle de rotation du rotor entre 0 et $2.\pi/pp$
- θ_e	(rad)	Angle électrique entre 0 et $2.\pi$
Indices		
- <i>phase</i>		Indice des phases : [1, 2, 3]
- <i>slot</i>		Indice des encoches : [1, 2, 3, ... 12 ou plus]
- <i>h</i>		Rang d' harmonique
Temps		
- <i>t</i>	(s)	Vecteur temps entre 0 et 1800 environ, correspondant à un aller-retour du tramway,
Tableaux		
- $F_a(\theta_e, \gamma)$	(A)	Force magnétomotrice produite par les aimants
- $N(\text{phase}, \text{slot})$	(turns)	Nombre de tours et direction d'enroulement de chaque phase par encoche
- $N'(\text{phase}, \gamma)$	(turns)	Somme cumulée des tours le long du périmètre, pour chaque phase
Caractéristiques à vide		
- $\psi_{ae}(\theta_e, \text{phase})$	(Wb)	Flux à vide vu par les phases
- Ψ_{ae}	(Wb)	Amplitude du fondamental du flux à vide
- K_C	(N.m/A)	Constante de couple
- $L_e(\text{phase}, \text{phase}')$	(H)	Inductance radiale
- $L_f(\text{phase}, \text{phase}')$	(H)	Inductance de fuites d'encoche
- $L(\text{phase}, \text{phase}')$	(H)	Inductance totale
- L_c	(H)	Inductance cyclique
- $C_a(\theta_e)$	(N.m)	Couple de détente
Calcul de la tension		
- V_{bus}	(V)	Tension du bus continu
- <i>rmodmax</i>		Valeur maximale autorisée pour le taux de modulation
- ω_e	(rad/s)	Pulsation électrique
- α	(rad)	Différence de phase entre le flux vu par une phase et le flux à vide
- <i>rmod</i>		Taux de modulation
- <i>m</i>		Rapport des amplitudes de la modulante à la porteuse
- <i>ind</i>		Rapport des fréquences de la porteuse à la modulante
- $V_G(h, \text{phase})$	(V)	Spectre de la tension de phase découpée par l'onduleur
- $V(h, \text{phase})$	(V)	Tension phase-neutre par phase
- $\psi(h, \text{phase})$	(Wb)	Flux total vu par les phases
- $\psi_e(h, \text{phase})$	(Wb)	Flux dû aux enroulements vu par les phases
- $I(\theta_e, \text{phase})$	(A)	Courant de phase
- $C(\theta_e)$	(N.m)	Couple

Tableau 4-5. Nomenclature avec les grandeurs intermédiaires calculées

4.3.3 Organigramme

L'organigramme de la Figure 4-2 fait apparaître les étapes de calcul, ainsi que l'ordre dans lequel sont calculées les grandeurs de la nomenclature. Dans les blocs sont reportées en italique les grandeurs calculées.

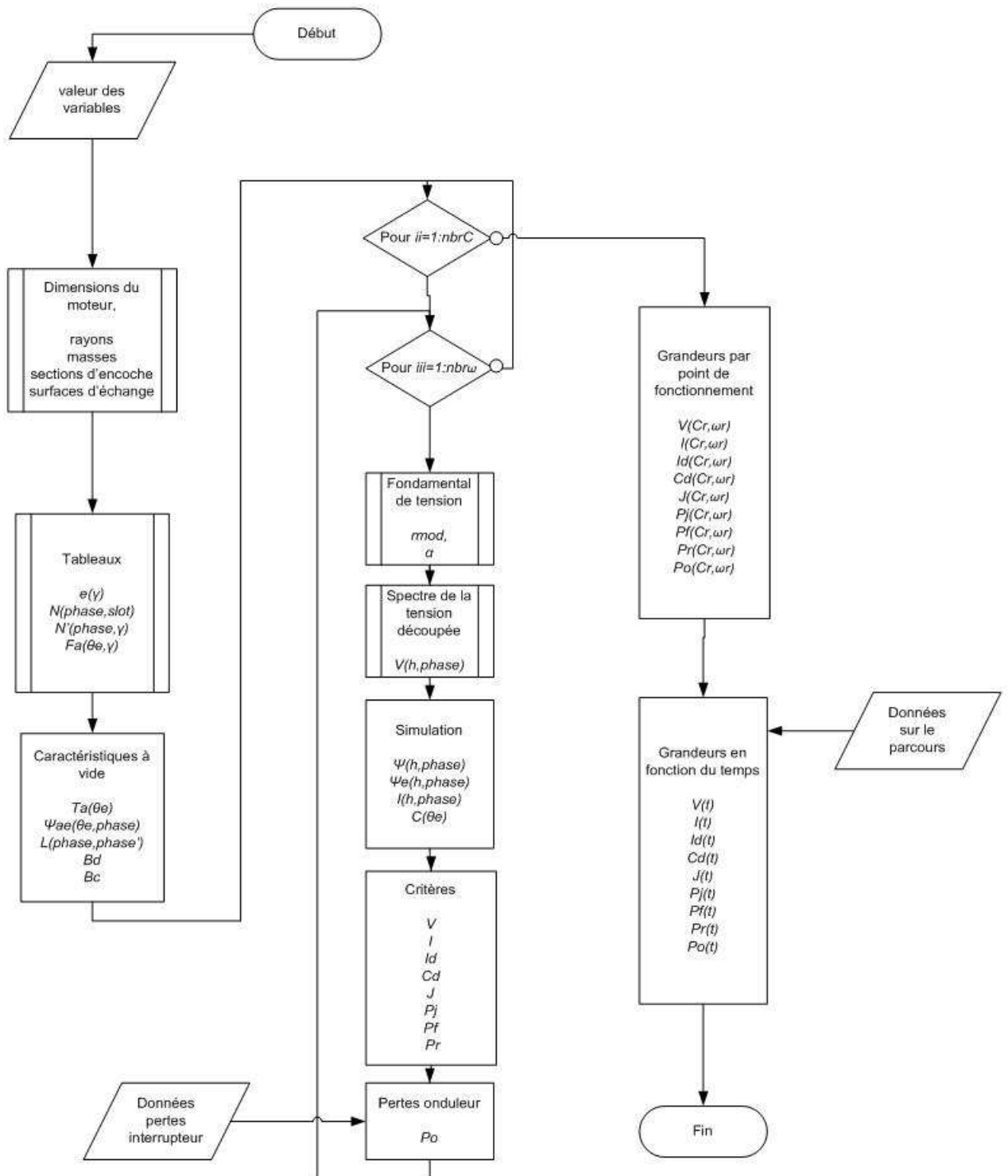


Figure 4-2. Organigramme décrivant le modèle de simulation

4.3.4 Schéma des liens

L'organigramme fait apparaître l'ordre des séquences, mais pas les liens entre les séquences. Dans le cas général, les données d'entrée d'une séquence peuvent être n'importe quelles données calculées en amont. Le schéma de la Figure 4-3 a pour but de combler ce manque en représentant les liens entre les séquences. La Figure 4-3 est un peu moins détaillée par rapport à l'organigramme, en particulier pour ce qui concerne la simulation sur points de fonctionnement. Pour cette partie on pourra se référer au schéma détaillé de la Figure 4-16.

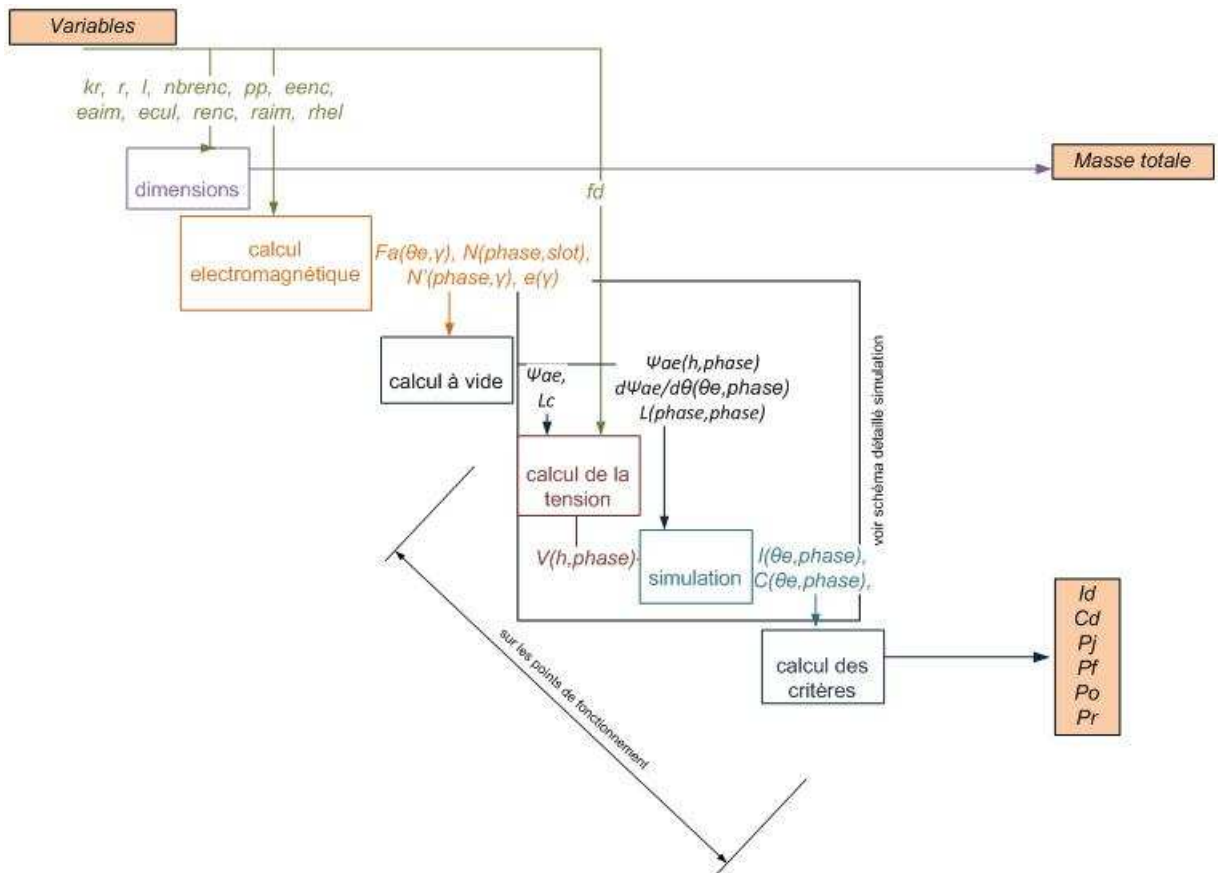


Figure 4-3. Schéma des liens

4.4 Dimensions du moteur

4.4.1 Rayons

La liste des degrés de liberté permet de calculer en détail les rayons définissant la machine. Un exemple de machine est donné en Figure 4-4 avec les valeurs calculées pour les rayons.

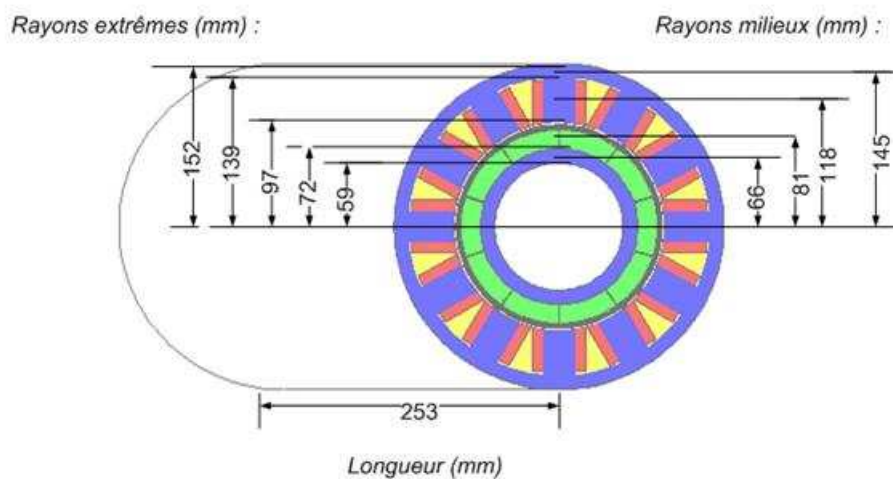


Figure 4-4. Exemple de géométrie de moteur obtenue, dimensions en (mm)

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

Une grandeur utile est le rayon milieu de l'entrefer magnétique $r_m=0.09(m)$ dans le cas de la machine de la Figure 4-4. En effet, l'entrefer magnétique hors encoches peut être représenté par un parallélépipède à plat dont une longueur est $2.\pi.r_m$; le volume de l'entrefer est conservé. Cette transformation est utilisée pour le calcul des caractéristiques à vide de la machine.

4.4.2 Masses

A partir des rayons et de la longueur active, le volume des différents matériaux est connu. La masse est alors calculée à partir de la masse volumique des matériaux. Pour le moteur pris comme exemple le bilan des masses est donné dans le Tableau 4-6. Les masses de fer des culasses et des dents sont différenciées pour le calcul à venir des pertes fer.

Tableau 4-6. Exemple de bilan des masses d'un moteur (kg)

aimant	cuivre	fer culasse stator	fer dents	fer culasse rotor	moteur
5,7	18,2	13	13,4	31,1	81,3

Une difficulté concerne le calcul du volume de cuivre étant donné les têtes de bobines, non représentées sur la Figure 4-4. Celles-ci ont été supposées demi-circulaires.

4.4.3 Sections calculées dans l'encoche

La section vide dans l'encoche est occupée par le liquide de refroidissement. Compte-tenu de la géométrie d'une encoche, du nombre d'encoches, de l'épaisseur d'isolant et du coefficient de remplissage de la zone des conducteurs, le Tableau 4-7 donne les sections totalisées, pour les 12 encoches de la machine prise en exemple.

Tableau 4-7. Exemple de sections totalisées d'un moteur (m²)

huile	cuivre	cuivre+isolant	totale
0,0025	0,01	0,013	0,015

4.4.4 Surfaces d'échange avec le liquide de refroidissement

Deux surfaces d'échange sont calculées : entre le cuivre et l'huile, entre le fer et l'huile. Les surfaces d'échange avec l'huile sont calculées à partir des longueurs de contact dans l'encoche. Pour le cuivre uniquement est calculée une surface de contact supplémentaire dans la zone des têtes de bobine. Le fer étant feuilleté le flux de chaleur n'est pas supposé partir par les côtés. Le tableau donne les valeurs calculées pour les surfaces d'échange dans le cas de ce moteur.

Tableau 4-8. Exemple de surfaces d'échange calculées (m²)

cuivre-huile hors têtes de bobine	cuivre-huile têtes de bobine	fer-huile
0,13	0,079	0,035

4.5 Calcul électromagnétique

Le calcul des caractéristiques à vide nécessite de calculer numériquement quelques données à partir des variables. Ces données sont l'épaisseur équivalente d'entrefer e , la force magnétomotrice des aimants F_a , l'induction résultante dans l'entrefer B_a , et deux fonctions caractérisant le bobinage N et N' .

4.5.1 Epaisseur d'entrefer équivalente

Dans le calcul proposé, les lignes de flux sont supposées traverser l'entrefer magnétique dans la direction radiale, à l'exception de la zone des encoches. Autour des têtes de dents on suppose que le

flux suit les tubes montrés en Figure 4-5. Une solution exacte de distribution de champs dans un entrefer avec encoches est donnée en [A10].

Pour prendre en compte la courbure du flux de la Figure 4-5, une transformation du stator est faite. Cette transformation est illustrée sur la Figure 4-5. Elle conduit à un entrefer équivalent et des enroulements ponctuels. Cette transformation est valide pour les composantes de l'induction dus à une différence de potentiel magnétique entre stator et rotor. L'énergie magnétique calculable sur la base de ces composantes est conservée.

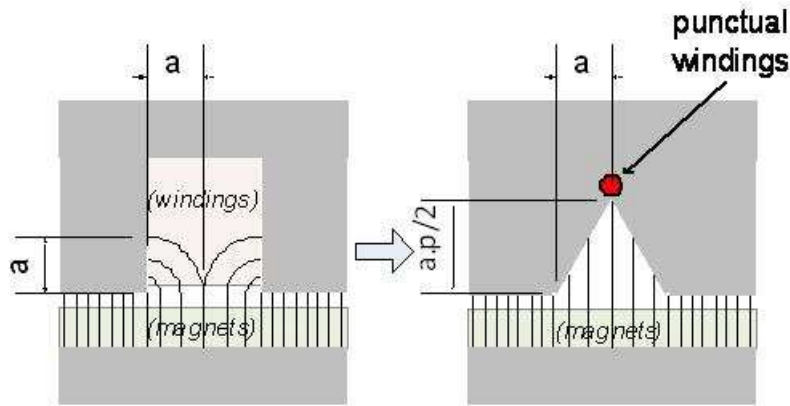


Figure 4-5. Entrefer équivalent

Une fonction épaisseur équivalente d'entrefer $e(\gamma)$ a été définie pour calculer l'induction dans le sens radial, à partir de la différence de potentiel entre le stator et le rotor à l'angle γ . La perméabilité relative des aimants est supposée égale à 1 également. La différence de potentiel à l'angle γ dépend de la position du rotor et de la valeur des courants. L'épaisseur équivalente calculée $e(\gamma)$ pour le moteur pris en exemple est présentée en Figure 4-6.

$$B(\theta_e, I_1, I_2, I_3, \gamma) = \mu_0 \cdot \frac{F(\theta_e, I_1, I_2, I_3, \gamma)}{e(\gamma)} \quad (4.1)$$

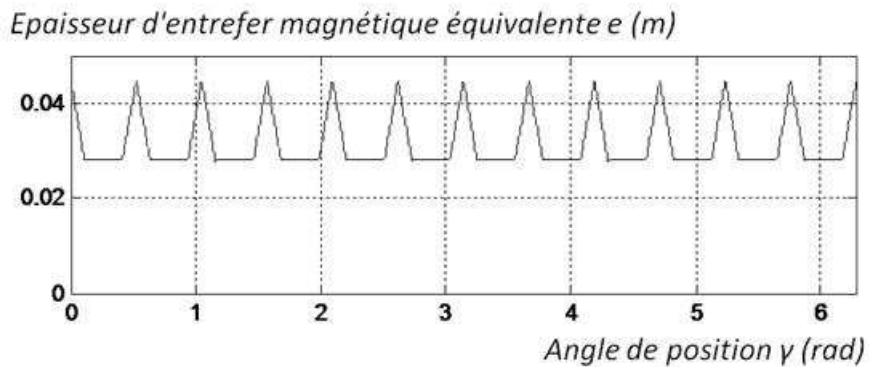


Figure 4-6. Epaisseur d'entrefer magnétique équivalente

4.5.2 1^{ière} fonction de bobinage $N(\text{phase}, \text{slot})$

Pour le calcul des deux fonctions de bobinage, une connaissance précise du bobinage est nécessaire. La première fonction de bobinage $N(\text{phase}, \text{slot})$ représente le nombre de tours de chaque phase par encoche. La direction d'enroulement est représentée par le signe positif ou négatif. Enfin, il faut éventuellement diviser par le nombre de voies d'enroulement en parallèle, le cas échéant. En effet

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

l'objet des fonctions de bobinage est de se ramener au flux vu par les phases, à partir des grandeurs magnétiques. Le Tableau 4-9 présente la 1^{ière} fonction de bobinage pour le moteur considéré.

Tableau 4-9. Exemple de 1^{ère} fonction de bobinage pour une machine à 10 pôles et 12 encoches

Encoche →	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Phase ↓												
1	20	-10	0	0	0	10	-20	10	0	0	0	-10
2	0	10	-20	10	0	0	0	-10	20	-10	0	0
3	0	0	0	-10	20	-10	0	0	0	10	-20	10

La première fonction de bobinage $N(\text{phase}, \text{slot})$ est utilisée pour le calcul de l'inductance de fuite d'encoches, et également pour le calcul de la deuxième fonction de bobinage.

4.5.3 2^{ème} fonction de bobinage $N'(\text{phase}, \gamma)$

Calculée à partir de la première fonction, la deuxième fonction de bobinage $N'(\text{phase}, \gamma)$ représente la somme cumulée des tours le long du périmètre en fonction de γ , pour chaque phase [L12]. Pour ce calcul, les enroulements sont ponctuels conformément à la transformation faite en Figure 4-5. Cela conduit aux paliers brusques visibles sur la Figure 4-8. La fonction $N'(\text{phase}, \gamma)$ sera utilisée pour calculer le flux à vide et l'inductance radiale. Un schéma représentant le bobinage de la machine prise en exemple est donné en Figure 4-7.

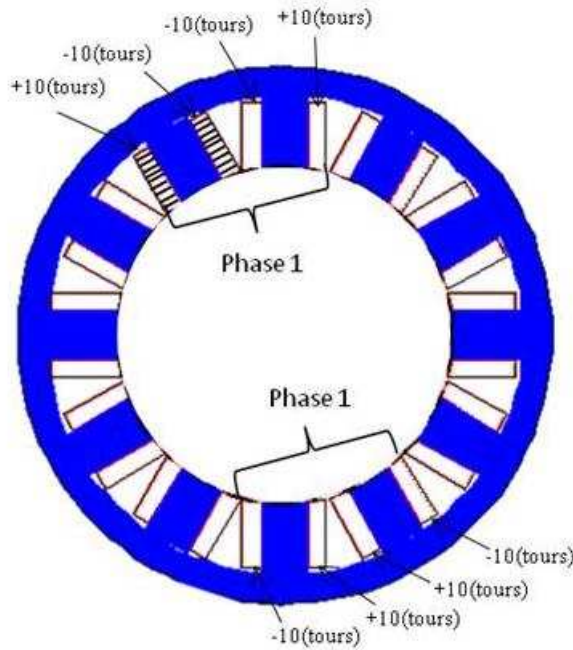


Figure 4-7. Exemple de bobinage de la phase 1, machine 10 pôles, 12 encoches

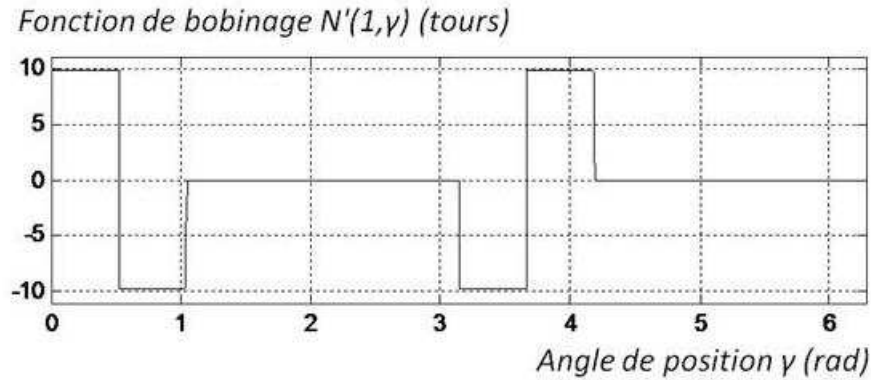


Figure 4-8. 2ième fonction de bobinage (pour la phase 1), pour une machine à 10 pôles et 12 encoches

4.5.4 Force magnétomotrice des aimants

La force magnétomotrice $F_a(\theta_e, \gamma)$ des aimants dépend de la position du rotor repérée par θ_e . La Figure 4-10 montre cette force magnétomotrice, en fonction de γ , pour un angle θ_e fixé. Cette force est calculée à partir de l'épaisseur et du champ coercitif des aimants. Un décalage axial et un intervalle sans aimants sont pris en compte.

Le décalage axial éventuel des aimants est pris en compte de la façon illustrée par la Figure 4-9. Le graphe (a) montre la force magnétomotrice pour les deux positions axiales extrêmes, repérées par l'axe x . Sur le graphe (b), la force magnétomotrice donnée pour un angle γ est la moyenne des forces magnétomotrices sur la longueur de la machine à cet angle. La force $F_a(\theta_e, \gamma)$ est utilisée pour calculer le flux à vide vu par les phases.

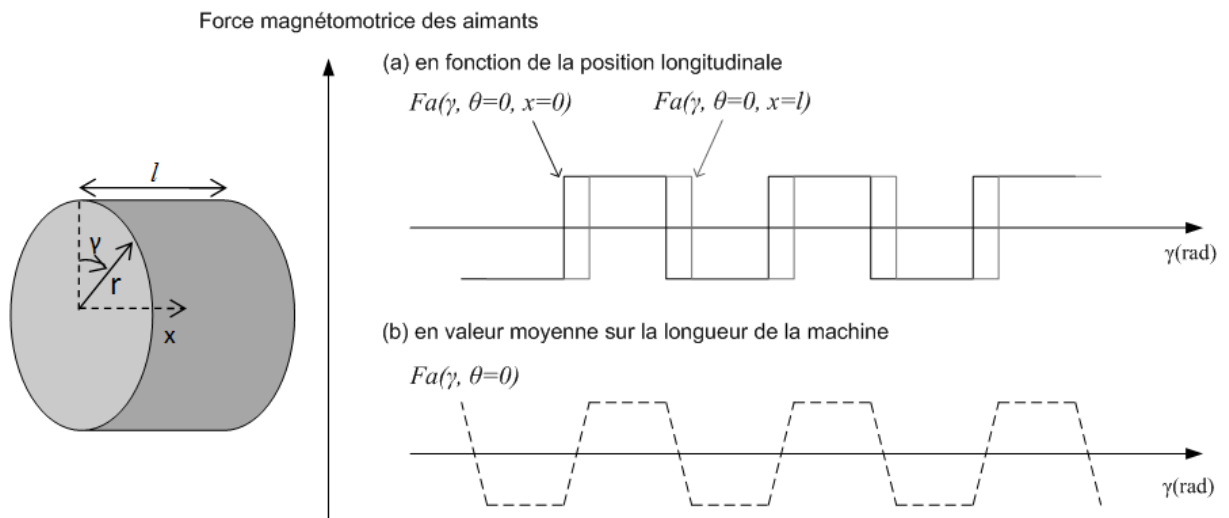


Figure 4-9. Prise en compte du décalage axial dans le calcul de la force magnétomotrice imposée par les aimants entre le rotor et le stator

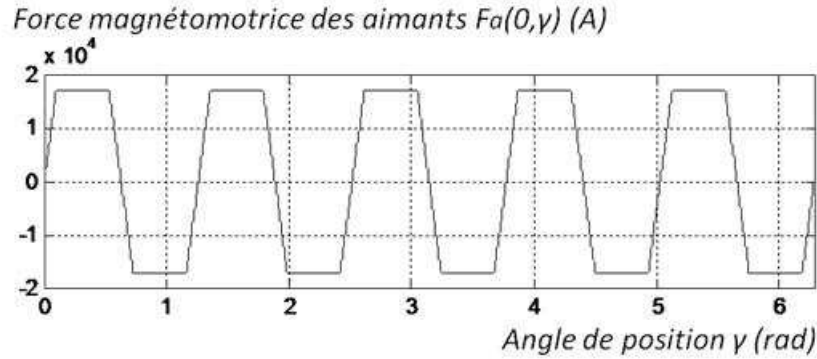


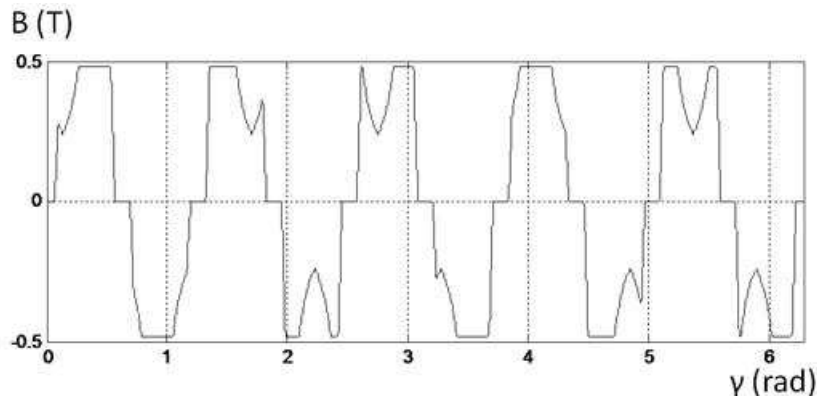
Figure 4-10. Force magnétomotrice des aimants pour une position donnée du rotor

4.5.5 Induction due aux aimants dans l'entrefer

L'induction radiale due aux aimants dans l'entrefer est fonction de la force magnétomotrice des aimants et de l'épaisseur équivalente d'entrefer Figure 4-6.

$$B_a(\theta_e, \gamma) = \mu_0 \cdot \frac{F_a(\theta_e, \gamma)}{e(\gamma)} \quad (4.2)$$

L'induction en fonction de γ est donnée pour la position initiale de rotor $\theta_e=0$ sur la Figure 4-11 où l'on voit l'effet de denture. Cette forme d'induction sera utile pour calculer le couple de détente, le flux vu par les phases, pour valider l'hypothèse de non saturation, et pour calculer les pertes fer.


 Figure 4-11. Induction dans l'entrefer en fonction de γ pour une position du rotor donnée

4.6 Caractéristiques à vide

Ces paramètres sont calculés une fois pour toute, à partir des tables décrites précédemment. Le calcul de ces paramètres est basé sur l'expression de la coénergie magnétique dans l'entrefer [L13].

4.6.1 Expression de la coénergie magnétique

La densité de coénergie magnétique est donnée par [A11] pour des matériaux magnétiques doux et dur. Dans le cas d'un matériau doux non saturé, l'expression simplifiée de la densité de coénergie est donnée en (4.3).

$$\text{matériaux doux linéaire :} \quad d\tilde{W} = \int_0^H B \cdot dH = \frac{1}{2} \cdot B \cdot H \quad (4.3)$$

En supposant que la perméabilité relative de tous les matériaux est égale à 1, une expression de la coénergie magnétique totale est donnée en (4.4), en écrivant l'induction comme une somme vectorielle

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

de ces différentes composantes, à savoir B_a l'induction due à la force magnétomotrice (fmm) imposée par les aimants entre le stator et les rotor, B_e l'induction due à la fmm imposée par les enroulements entre le stator et le rotor, et B_f l'induction tangentielle dans les encoches due à la fmm entre les dents. Dans cette expression, dV est un volume quelconque de l'entrefer magnétique incluant les aimants et les conducteurs.

$$\tilde{W} = \frac{1}{2 \cdot \mu_0} \cdot \int (\vec{B}_a + \vec{B}_e + \vec{B}_f)^2 \cdot dV \quad (4.4)$$

En développant l'expression (4.4) et en supprimant les termes nuls, les termes constants, et les termes supposés suffisamment indépendant à la fois de la position du rotor et des courants, il vient l'expression partielle (4.5). L'énergie magnétique dans le fer est négligée. Une proposition de nom des composantes est donnée en (4.5).

$$\begin{aligned} \tilde{W}' &= \frac{1}{2 \cdot \mu_0} \cdot \int B_a^2 \cdot dV + \frac{1}{\mu_0} \cdot \int B_a \cdot B_e \cdot dV + \frac{1}{2 \cdot \mu_0} \cdot \int B_e^2 \cdot dV + \frac{1}{2 \cdot \mu_0} \cdot \int B_f^2 \cdot dV \\ \tilde{W} &= \tilde{W}_a \quad \quad \quad + \tilde{W}_{ae} \quad \quad \quad + \tilde{W}_e \quad \quad \quad + \tilde{W}_f \end{aligned} \quad (4.5)$$

4.6.2 Couple de détente

Selon [L13], le couple s'exprime comme la dérivée partielle de la coénergie magnétique par l'angle parcouru par le rotor. W_a est le seul terme indépendant des courants et peut s'écrire (4.6). La dérivée de W_a donne le couple de détente qui s'écrit (4.7). Ce couple est exprimé en sortie de réducteur, en multipliant par le coefficient de réduction k_r .

$$\tilde{W}_a(\theta_e) = \frac{1}{2} \cdot \mu_0 \cdot r_m \cdot l \cdot \int \frac{F_a^2(\theta_e, \gamma)}{e(\gamma)} \cdot d\gamma \quad (4.6)$$

$$C_a(\theta_e) = k_r \cdot p \cdot \frac{d\tilde{W}_a}{d\theta_e} \quad (4.7)$$

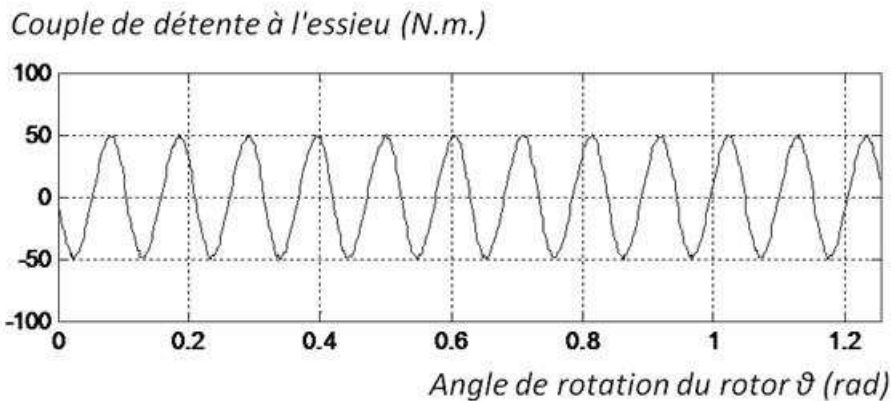


Figure 4-12. Couple de détente rapporté à l'essieu en fonction de la position du rotor

4.6.3 Flux à vide vu par les phases

Les termes W_{ae} , W_e et W_f dépendent de la valeur des courants, par conséquent ils sont inconnus à ce stade. Cependant, ces termes peuvent être exprimés en fonction des courants en utilisant les fonctions de bobinages définies plus haut.

Concernant l'expression du terme W_{ae} , la fmm due aux aimants dépend de la position alors que la fmm due aux enroulements dépend des courants, ce qui conduit à l'expression (4.8). Le fmm due aux enroulements peut s'écrire à partir des courants et de la deuxième fonction de bobinage (4.9). Finalement, le flux à vide (4.11) est défini en isolant les courants dans l'expression (4.9).

$$\tilde{W}_{ae} = \mu_0 \cdot r_m \cdot l \cdot \int_0^{2\pi} \frac{F_a(\theta_e, \gamma)}{e(\gamma)} \cdot F_e(I_1, I_2, I_3, \gamma) \cdot d\gamma \quad (4.8)$$

$$\tilde{W}_{ae} = \mu_0 \cdot r_m \cdot l \cdot \int_0^{2\pi} \frac{F_a(\theta_e, \gamma)}{e(\gamma)} \cdot \sum_{phase=1}^3 [I(phase) \cdot N'(phase, \gamma)] \cdot d\gamma \quad (4.9)$$

$$\tilde{W}_{ae} = \sum_{phase=1}^3 [I(phase) \cdot \psi_{ae}(\theta_e, phase)] \quad (4.10)$$

avec :

$$\psi_{ae}(\theta_e, phase) = \mu_0 \cdot r_m \cdot l \cdot \int_0^{2\pi} \frac{F_a(\theta_e, \gamma)}{e(\gamma)} \cdot N'(phase, \gamma) \cdot d\gamma \quad (4.11)$$

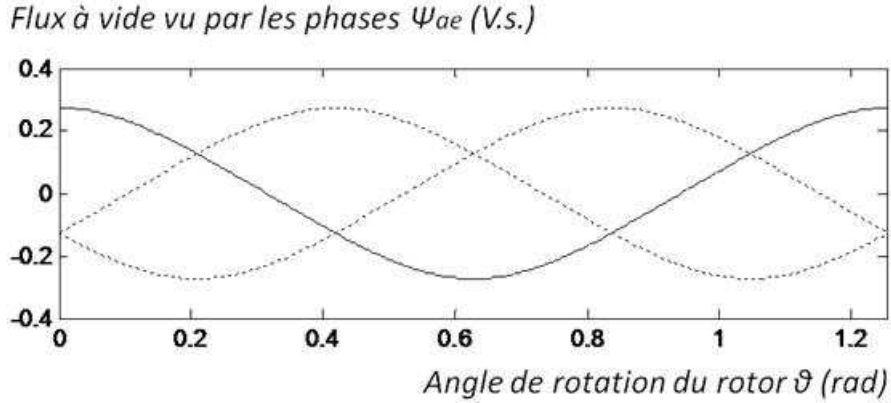


Figure 4-13. Flux vu par les phase à vide en fonction de la position du rotor

La dérivée de W_{ae} permet d'exprimer le couple utile. Cette relation sera utilisée en simulation pour calculer le couple à partir des courants - Figure 4-14 [L14]. Pour être prêt à utiliser la relation (4.38), la dérivée du flux à vide est calculée une fois pour toute à partir de l'expression du flux donnée en (4.11).

$$\frac{d\psi_{ae}}{d\theta}(\theta_e, phase) = p \cdot \frac{d\psi_{ae}(\theta_e, phase)}{d\theta_e} \quad (4.12)$$

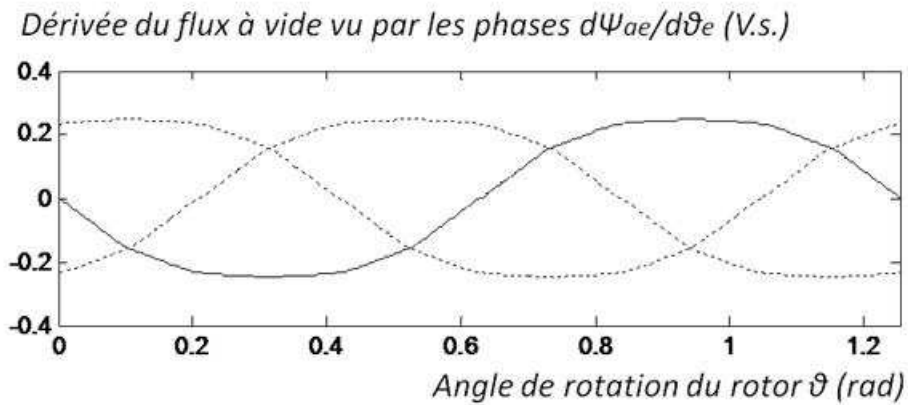


Figure 4-14. Variation du flux à vide en fonction de l'angle de rotation du rotor

4.6.4 Inductance radiale

Comme W_{ae} , W_e est exprimé en fonction des courants en utilisant les fonctions de bobinage. W_e s'écrit aussi (4.13).

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

$$\tilde{W}_e = \frac{1}{2} \cdot \mu_0 \cdot r_m \cdot l \cdot \int_0^{2\pi} \frac{F_e^2(\gamma, I_1, I_2, I_3)}{e(\gamma)} \cdot d\gamma \quad (4.13)$$

Encore une fois, la fmm produite par le bobinage est écrite comme la somme des fmm produites par les 3 phases (4.14), soit en développant le terme au carré (4.15).

$$\tilde{W}_e = \frac{1}{2} \cdot \mu_0 \cdot r_m \cdot l \cdot \int_0^{2\pi} \frac{\left(\sum_{phase=1}^3 N'(phase, \gamma) \cdot I(phase) \right)^2}{e(\gamma)} \cdot d\gamma \quad (4.14)$$

$$\tilde{W}_e = \frac{1}{2} \cdot \mu_0 \cdot r_m \cdot l \cdot \int_0^{2\pi} \frac{\sum_{phase=1}^3 \sum_{phase'=1}^3 N'(phase, \gamma) \cdot N'(phase', \gamma) \cdot I(phase) \cdot I(phase')}{e(\gamma)} \cdot d\gamma \quad (4.15)$$

En sortant les courants de l'intégrale la coénergie devient (4.16), où L_e est l'inductance radiale définie en (4.17).

$$\tilde{W}_e = \frac{1}{2} \cdot \sum_{phase=1}^3 \sum_{phase'=1}^3 L_e(phase, phase') \cdot I(phase) \cdot I(phase') \quad (4.16)$$

$$L_e(phase, phase') = \mu_0 \cdot r_m \cdot l \cdot \int_0^{2\pi} \frac{N'(phase, \gamma) \cdot N'(phase', \gamma)}{e(\gamma)} \cdot d\gamma \quad (4.17)$$

En l'absence de saillance au rotor, la reluctance d'entrefer ne dépend pas de θ . Par conséquent θ n'intervient pas dans l'expression de la composante W_e ni de L_e , et la matrice L_e peut être calculée en une seule opération à partir des fonctions de bobinage et de l'épaisseur équivalente d'entrefer.

4.6.5 Inductance de fuite d'encoche

Bien que l'encoche réelle du type de machine considéré (Figure 4-4) ne puisse contenir que 2 couches, pour l'explication il est commode de considérer une encoche remplie par 3 bobinages de haut en bas, dans des proportions quelconques. Si l'on définit par $N(phase)$ le nombre de spires respectives des 3 bobinages dans l'encoche, avec un signe positif ou négatif suivant la direction d'enroulement, si l'on considère l'axe représenté sur la Figure 4-15, alors à un niveau x dans l'encoche la force magnétomotrice vue entre les 2 dents s'écrit (4.18). Alors la coénergie magnétique contenue entre ce niveau et le niveau 0 s'écrit (4.19). Il faut tenir compte de la largeur variable de l'encoche avec la position x .

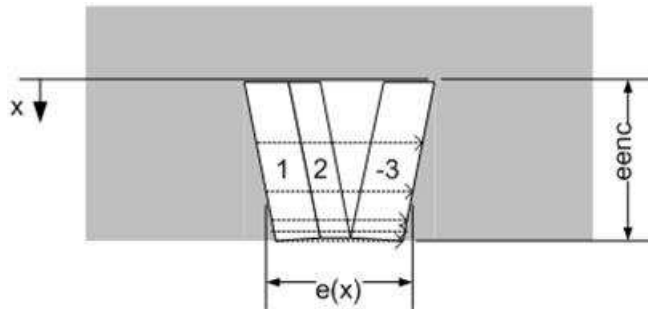


Figure 4-15. Encoche considérée pour l'explication

$$F_f(x) = \frac{x}{eenc} \cdot \sum_{phase=1}^3 (N(phase) \cdot I(phase)) \quad (4.18)$$

$$\tilde{W}_f(x) = \int_0^{eenc} \frac{\mu_0}{e(x)} \cdot \frac{x^2}{eenc^2} \cdot \left(\sum_{phase=1}^3 (N(phase) \cdot I(phase)) \right)^2 \cdot l \cdot dx \quad (4.19)$$

La coénergie totale dans l'encoche s'écrit (4.20). L'expression (4.21) fait apparaître l'inductance de couplage des 3 phases dans cette encoche.

$$\tilde{W}_f = A \cdot \left(\sum_{phase=1}^3 (N(phase) \cdot I(phase)) \right)^2$$

avec

$$(4.20)$$

$$A = \frac{\mu_0 \cdot l \cdot nbrenc}{2 \cdot \pi} \cdot \left(\left(\frac{r \cdot renc + eenc}{eenc} \right)^2 \cdot \log \left(\frac{r \cdot renc + eenc}{r \cdot renc} \right) - \frac{r \cdot renc + eenc}{eenc} - \frac{1}{2} \right)$$

$$\tilde{W}_f = A \cdot \sum_{phase=1}^3 \sum_{phase'=1}^3 N(phase) \cdot N(phase') \cdot I(phase) \cdot I(phase') \quad (4.21)$$

En pratique le moteur comprend un nombre variable d'encoches. Pour cette raison on utilise la fonction de bobinage $N(phase, slot)$ définie plus haut. Pour le moteur pris en exemple le nombre d'encoches est 12 et la coénergie totale dans les encoches, calculée avec les seules fuites d'encoche, s'écrit (4.22).

$$\tilde{W}_f = A \cdot \sum_{slot=1}^{12} \sum_{phase=1}^3 \sum_{phase'=1}^3 N(phase, slot) \cdot N(phase', slot) \cdot I(phase) \cdot I(phase') \quad (4.22)$$

L'expression (4.22) permet de définir la matrice d'inductance de fuite L_f qui s'écrit (4.24)

$$\tilde{W}_f = \frac{1}{2} \cdot \sum_{phase=1}^3 \sum_{phase'=1}^3 L_f(phase, phase') \cdot I(phase) \cdot I(phase') \quad (4.23)$$

avec :

$$L_f(phase, phase') = 2 \cdot A \cdot \sum_{slot=1}^{12} N(phase, slot) \cdot N(phase', slot) \quad (4.24)$$

4.6.6 Inductance totale

L'inductance radiale et l'inductance de fuites d'encoche sont les seules calculées, donc l'inductance totale de la machine est assimilée à la somme de ces deux grandeurs (4.25).

$$L(phase, phase') = L_e(phase, phase') + L_f(phase, phase') \quad (4.25)$$

Les 3 matrices d'inductance radiale, de fuite d'encoche et totales sont données dans le Tableau 4-10. Il est constaté que cette machine est faiblement inductive, comme en témoigne l'unité choisie pour le tableau (μH). D'autre part, il est constaté l'absence de mutuelle due au flux radial. La présence de deux phases par encoche entraîne de faibles mutuelles entre phases.

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

Tableau 4-10. Exemple d'inductances L_e , L_f et L calculées [μH]

179	0	0	155	-26	-26	334	-26	-26
0	179	0	-26	155	-26	-26	334	-26
0	0	179	-26	-26	155	-26	-26	334

4.6.7 Constantes de la machine

Les données calculées précédemment permettent d'extraire deux constantes caractéristiques de la machine, l'inductance cyclique et la constante de couple. Ces constantes seront utiles pour la simulation.

La matrice $L(\text{phase}, \text{phase}')$ n'est pas adaptée pour calculer les courants à partir du flux parce qu'il s'agit d'une matrice singulière. Son inverse $L^{-1}(\text{phase}, \text{phase}')$ n'est pas unique. Une solution pour forcer la somme des courants à 0 est d'utiliser l'inductance cyclique (4.26).

$$L_c = L(1,1) - L(1,2) \quad (4.26)$$

L'inductance cyclique sera utilisée également pour calculer la tension à appliquer. Pour ce calcul, il est également nécessaire de connaître la relation entre la valeur maximale des courants et le couple moyen produit à la roue. Pour des formes sinusoïdales cette relation est donnée en (4.27), où Ψ_{ae} est la valeur maximale du fondamental du flux à vide, I est la valeur maximale du fondamental des courants de phase, et k est le rapport de réduction du réducteur.

$$C = K_C \cdot \hat{I} \quad \text{with} \quad K_C = \frac{3}{2} \cdot p \cdot \hat{\Psi}_{ae} \cdot k_r \quad (4.27)$$

Une fois déterminées ces caractéristiques à vide, les autres données sur cette machine peuvent être calculées connaissant la vitesse de rotation et la tension appliquée. Le calcul de la tension appliquée est discuté dans la partie suivante.

4.7 Principe de la simulation sur points de fonctionnement

Le schéma de la Figure 4-16 décrit la simulation qui permet, pour chaque point de fonctionnement, de calculer le couple et les courants. Les données de ce problème sont les caractéristiques à vide calculées précédemment, le rapport de réduction et la fréquence de découpe. Tous les critères utiles pour l'évaluation du moteur seront calculés à partir de cette simulation, à savoir les distorsions, les densités de flux et de courant, les pertes, les températures.

Pour pouvoir simuler un grand nombre de points de fonctionnement, il faut que la simulation se fasse rapidement. Deux points-clés permettent d'assurer cette rapidité. D'une part, l'utilisation d'une formule analytique pour calculer la tension découpée permet de manipuler des tableaux avec un nombre d'éléments raisonnable (512). D'autre part, l'utilisation d'algorithmes *fast fourier transform* et *inverse fast fourier transform* permet de passer rapidement du domaine temporel au domaine fréquentiel et inversement. Les opérations *dérivées* et *intégrales* sont exécutées dans le domaine fréquentiel, les *produits* dans le domaine temporel, les *sommes* et *différences* sont exécutées indifféremment dans l'un ou l'autre.

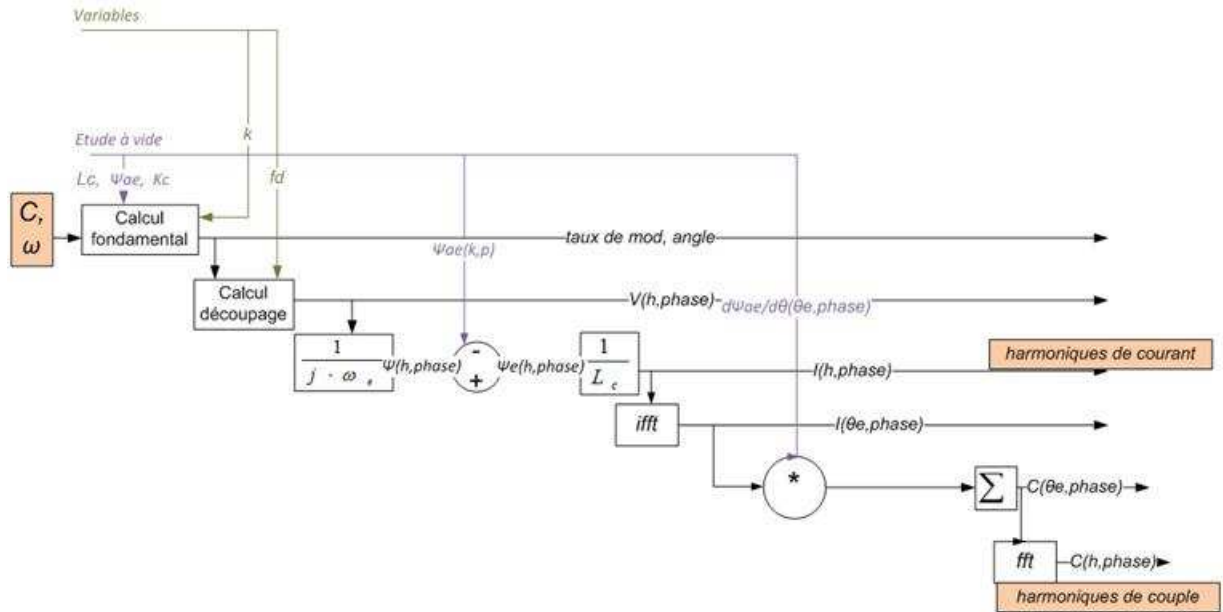


Figure 4-16. Schéma décrivant le principe de la simulation

4.8 Fondamental de tension

La tension à appliquer dépend du point de fonctionnement souhaité. Compte-tenu de la vitesse de rotation, du couple souhaité, cette partie décrit comment est calculé le fondamental de tension appliqué.

La machine est alimentée par un onduleur de tension. En négligeant la chute de tension ohmique, le flux total vu par les phases est l'intégral de la tension phase-neutre au cours du temps. Le flux total est exprimé en (4.28), où ω_e est la pulsation électrique.

$$\psi(\theta_e, phase) = \frac{1}{\omega_e} \cdot \int V(\theta_e, phase) \cdot d\theta_e \quad (4.28)$$

Par conséquent, la valeur maximale du flux total est une fonction inverse de la vitesse de rotation (4.29). Elle dépend aussi de la tension maximale donc du taux de modulation autorisé par la stratégie de découpage. Pour cette raison, le choix du fondamental est lié avec la stratégie de découpage utilisée. La stratégie de découpage utilisée est développée dans la partie 4.9.

$$\Psi_{max}(\omega_e) = \frac{V_{max}}{\omega_e} = \frac{2}{\pi} \cdot \frac{V_{bus} \cdot rmod_{max}}{p \cdot k \cdot \omega} \quad (4.29)$$

Etant donné un point de fonctionnement $\{C, \omega\}$, la question de trouver le fondamental de tension adapté est résolue en considérant les flux dans le repère $\{d, q\}$. Le flux Ψ_{ae} est constant et dirigé selon l'axe d , la vitesse impose la norme maximale que peut prendre le flux total Ψ , le couple à fournir impose la composante de Ψ selon l'axe q . Le choix de minimiser dans tous les cas l'amplitude des courants est exprimé par l'organigramme de la Figure 4-17. Organigramme pour trouver le fondamental de tension. Ce choix permet de déterminer la composante manquante de Ψ selon l'axe d , le taux de modulation $rmod$ par rapport à la pleine onde et l'avance de phase sur la tension à vide φ_ψ .

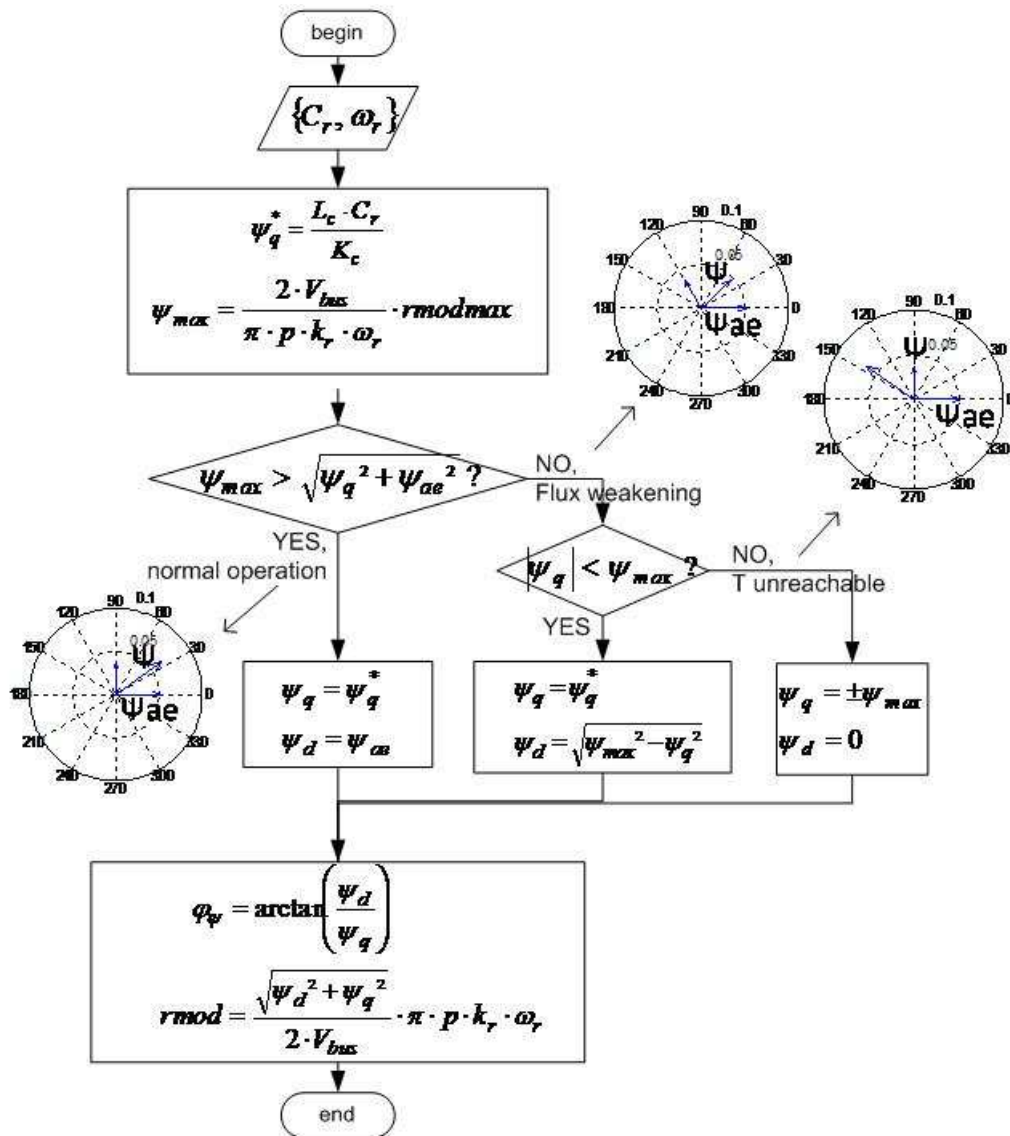


Figure 4-17. Organigramme pour trouver le fondamental de tension

4.9 Stratégie de découpage

4.9.1 Avantage du calcul analytique du spectre

En simulation, s'il est question de simuler une stratégie de découpage intersective, il est possible d'obtenir la forme de la tension découpée en comparant 3 modulantes avec la même porteuse. Le problème de cette approche est qu'un grand nombre de points sont nécessaires pour trouver une tension fidèle en termes d'amplitude et de phase du fondamental.

Une approche alternative consiste à trouver une expression analytique du spectre de tension découpée [L11]. Quelque soit la longueur du signal utilisée, l'amplitude et la phase demandés seront exactement réalisés, et par suite le couple moyen sera réalisé. Pour un petit nombre de points (512), la forme des courants et du couple obtenue sera correcte. Parce que les harmoniques lointains sont filtrés par l'inductance, il n'y pas besoin d'un grand nombre de points.

4.9.2 Expression de la tension de phase

Cette seconde approche a été appliquée pour trouver le spectre de la tension $V_G(h, phase)$ appliquée par chaque bras d'onduleur. h désigne le rang de l'harmonique. Le calcul du spectre à été fait seulement pour une modulante sinus. La relation (4.30)-(4.31) donne le résultat de ce calcul basé sur la

transformation de *Fourier* analytique. Cette relation permet de construire la tension $V_G(h, phase)$ pour les 3 phases en fixant φ respectivement aux valeurs $0, -2.\pi/3$ et $-4.\pi/3$.

φ désigne dans l'expression (4.30) la différence de phase entre la porteuse et la modulante. Dans cette expression, m désigne le rapport des amplitudes entre la modulante et la porteuse. ind désigne le rapport des fréquences entre la porteuse et la modulante. Les fonctions A_1, A_2 et A_3 donnent les amplitudes et B_1, B_2 et B_3 donnent la phase des harmoniques. Le symbole J_x désigne la fonction de Bessel d'ordre x . Le symbole \pm dans l'expression de B_2 et B_3 est en relation avec le symbole \pm dans l'expression de $V_G(\theta_e)$. Un exemple de spectre obtenu est donné en Figure 4-18, où la composante continue n'est pas montrée. L'amplitude des fonctions A_1, A_2 et A_3 est illustrée sur la Figure 4-18.

$$\begin{aligned}
 V_G(\theta_e) &= \frac{V_{bus}}{2} + \frac{V_{bus}}{2} \cdot m \cdot \exp j(\theta_e + \varphi) \\
 &+ \sum_{k=1}^{\infty} A_1(k) \cdot B_1(k) \cdot \exp j(ind \cdot (2 \cdot k - 1) \cdot \theta_e) \\
 &+ \sum_{k=1}^{\infty} \sum_{k'=1}^{\infty} A_2(k, k') \cdot B_2(k, k') \cdot \exp j(ind \cdot (2 \cdot k - 1) \cdot \theta_e \pm 2 \cdot k' \cdot \theta_e) \\
 &+ \sum_{k=1}^{\infty} \sum_{k'=1}^{\infty} A_3(k, k') \cdot B_3(k, k') \cdot \exp j(ind \cdot 2 \cdot k \cdot \theta_e \pm (2 \cdot k' - 1) \cdot \theta_e)
 \end{aligned} \tag{4.30}$$

Avec :

$$\begin{aligned}
 A_1(k) &= \frac{2 \cdot V_{bus}}{(2 \cdot k - 1) \cdot \pi} \cdot J_0\left(\frac{(2k-1) \cdot \pi}{2} \cdot m\right) \\
 A_2(k, k') &= \frac{2 \cdot V_{bus}}{(2 \cdot k - 1) \cdot \pi} \cdot J_{2 \cdot k'}\left(\frac{(2k-1) \cdot \pi}{2} \cdot m\right) \\
 A_3(k, k') &= \frac{2 \cdot V_{bus}}{2 \cdot k \cdot \pi} \cdot J_{2 \cdot k - 1}\left(\frac{2 \cdot k \cdot \pi}{2} \cdot m\right) \\
 B_1(k) &= \sin\left(\frac{(2 \cdot k - 1) \cdot \pi}{2}\right) \\
 B_2(k, k') &= \sin\left(\frac{(2 \cdot k - 1) \cdot \pi}{2}\right) \cdot \exp j(\pm 2 \cdot k' \cdot \varphi) \\
 B_3(k, k') &= \cos\left(\frac{2 \cdot k \cdot \pi}{2}\right) \cdot \exp j\left(\pm \left((2 \cdot k' - 1) \cdot \varphi - \frac{\pi}{2}\right)\right)
 \end{aligned} \tag{4.31}$$

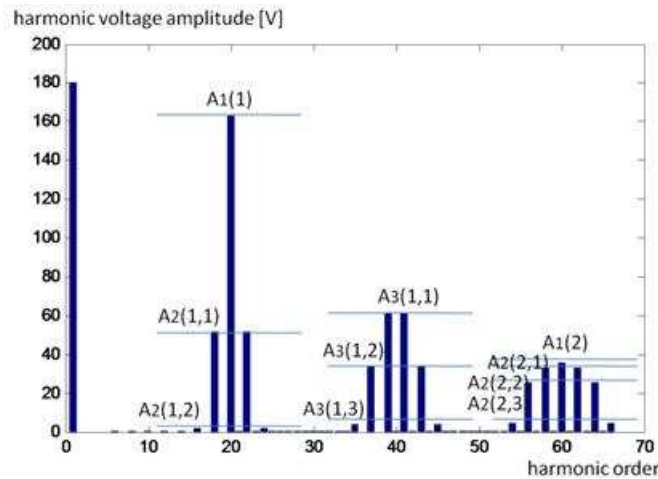


Figure 4-18. Exemple de spectre V_G obtenu

Une expression plus concise de (4.30)-(4.31) est donnée dans [A12], à partir du travail de [L11].

4.9.3 Détermination des paramètres m et ind de l'expression du spectre

Compte-tenu de la stratégie choisie, les relations (4.31)-(4.30) et (4.35) montrent que le fondamental de tension phase-neutre maximal est $V_{bus}/2$. Cette valeur est atteinte quand $m=1$. Cette valeur est inférieure au maximum correspondant à la pleine onde, $2 \cdot V_{bus}/\pi$, qui correspond au taux de

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

modulation $rmod=1$. Par conséquent, le taux de modulation possible avec cette stratégie intersective est $\pi/4$. En pratique, il faut définir un taux de modulation maximal $rmodmax$ un peu inférieur pour garantir des temps minimaux d'ouverture/fermeture des interrupteurs (4.32).

$$rmod_{max} < \frac{\pi}{4} \quad (4.32)$$

Cette valeur maximale doit être considérée pour le choix du fondamental. Une fois le taux de modulation $rmod$ fixé, l'amplitude de modulante m est retrouvée par (4.33).

$$m = \frac{rmod}{\frac{\pi}{4}} \quad (4.33)$$

Dans cette étude, l'indice de modulation est fixé par rapport à la fréquence de découpe fixe comme précisé en (4.34), où f_e est la fréquence électrique correspondant à la vitesse de rotation. Pour la machine de référence cette fréquence a été fixée à $f_d \sim 6k(Hz)$.

$$ind = round \left(\frac{f_d}{f_e} \right) \quad (4.34)$$

4.9.4 Expression de la tension phase-neutre

A partir de la tension de phase, le spectre de la tension phase-neutre est reconstruit conformément à (4.35).

$$\begin{bmatrix} V(h,1) \\ V(h,2) \\ V(h,3) \end{bmatrix} = \frac{1}{3} \cdot \begin{bmatrix} 2 & -1 & -1 \\ -1 & 2 & -1 \\ -1 & -1 & 2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} V_G(h,1) \\ V_G(h,2) \\ V_G(h,3) \end{bmatrix} \quad (4.35)$$

En résumé, la méthode décrite permet de trouver une tension d'alimentation adaptée pour fournir le couple souhaité, étant donnée la vitesse de rotation. Comme il sera vérifié en partie suivante, le couple attendu est strictement égal au couple de référence en valeur moyenne. La tension calculée est un spectre de tension incluant les harmoniques. Par suite, la distorsion du couple due aux harmoniques sera visible sur la courbe du couple calculée. Etant donné le spectre de tension calculé, la forme temporelle de la tension peut si nécessaire être reconstituée en utilisant un algorithme de *inverse fast fourier transform*, ce qui est fait en Figure 4-19.

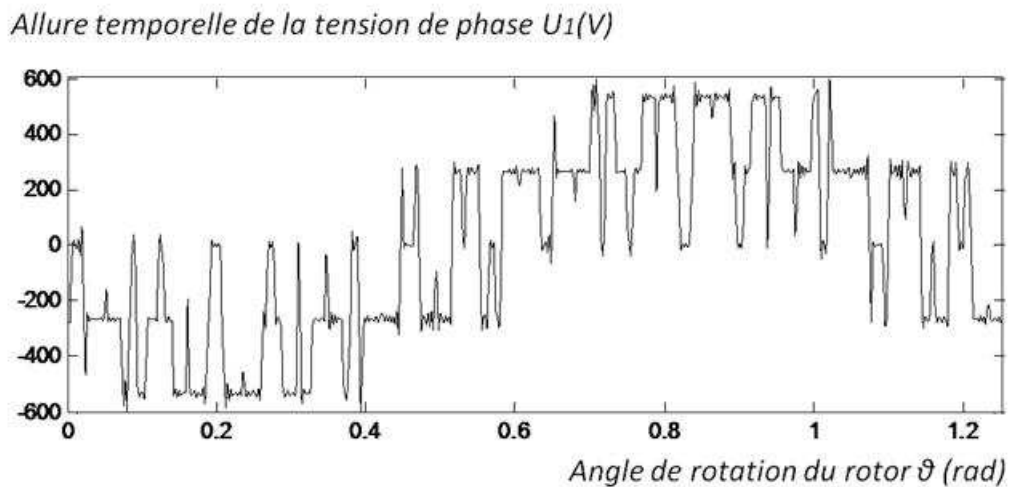


Figure 4-19. Exemple d'allure temporelle de la tension phase-neutre

4.10 Calcul des courants et du couple

Ce calcul est effectué conformément à la Figure 4-16. A partir de la tension phase-neutre, le flux total vu par les phases est donné en (4.36).

$$\psi(h, phase) = \frac{V(h, phases)}{j \cdot \omega_e} \quad (4.36)$$

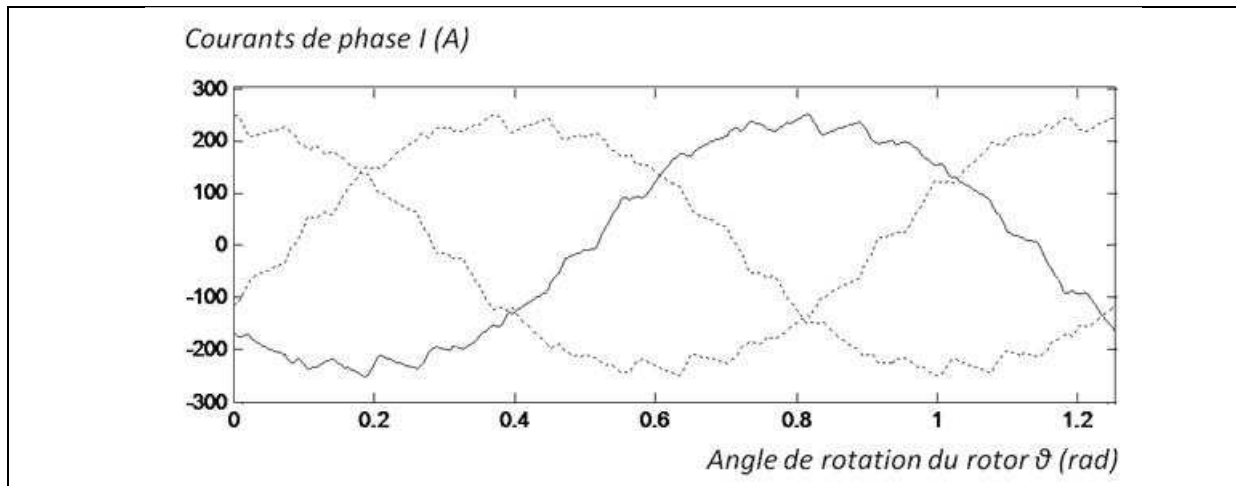
La connaissance du flux à vide permet d'exprimer les courants (4.37).

$$I(h, phases) = \frac{\psi(h, phases) - \psi_{ae}(h, phases)}{L_c} \quad (4.37)$$

Le couple est alors calculé dans le domaine temporel par (4.38), en utilisant la variation du flux à vide calculée en (4.12).

$$C(\theta_e) = k_r \cdot \sum_{phase=1}^3 I(\theta_e, phase) \cdot \frac{d\psi_{ae}}{d\theta}(\theta_e, phase) \quad (4.38)$$

Les formes de courant et de couple de la Figure 4-20 sont données pour la machine de référence et pour un point de fonctionnement fixé précisé dans l'intitulé. La Figure 4-20 donne les formes de couple pour une tension sinus en trait plein et pour une tension découpée en pointillés. La différence entre les 2 illustre la nécessité de prendre le découpage en compte.



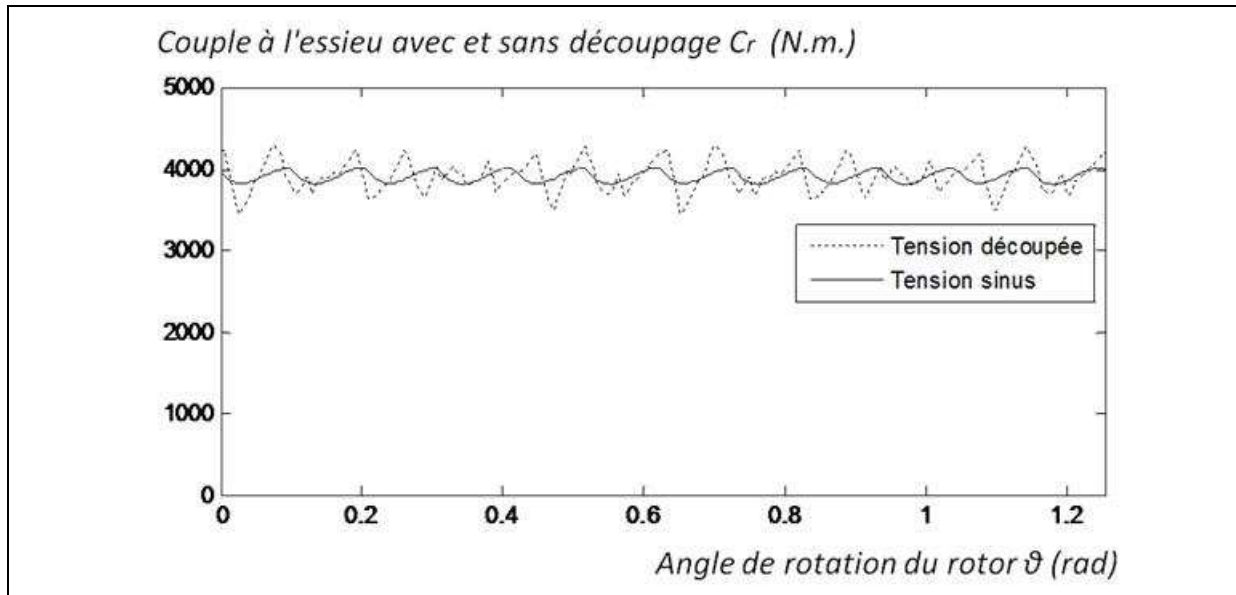


Figure 4-20. Exemple de formes de courants et de couple

4.11 Calcul des critères sur point de fonctionnement

4.11.1 Profil de mission du métro

Le profil de mission du métro donné en Figure 4-21 peut être affiché dans le plan couple/pulsation à la roue, comme illustré sur le graphe de droite. Le couple maximum atteint est $10000(N.m)$, la vitesse maximale est $55(rad/s)$ environ. Ces données sont invariantes et participent au cahier des charges de la chaîne de traction.

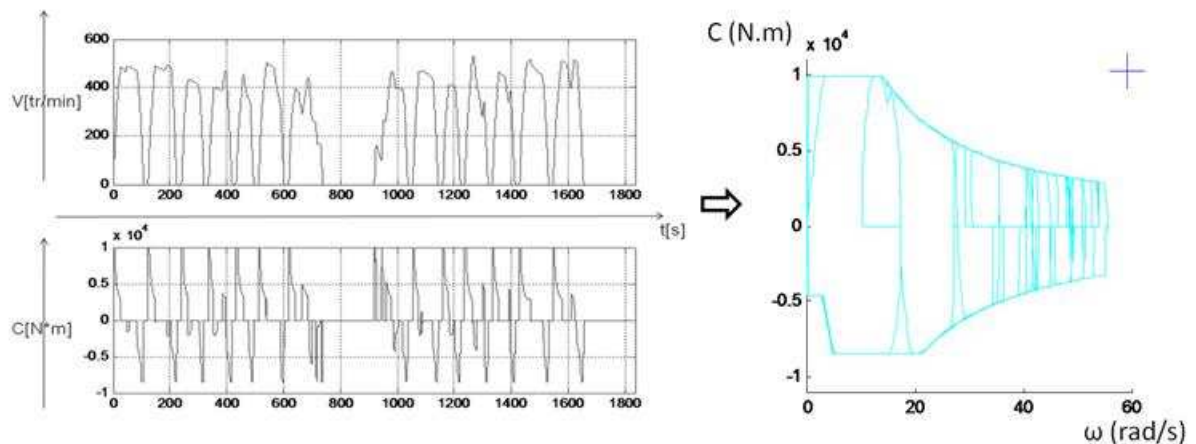


Figure 4-21. Profil de mission de la chaîne de traction dans le plan couple/pulsation

Pour valider la conception proposée, il faut que la simulation de la chaîne de traction couvre bien tout le domaine de fonctionnement de la Figure 4-21. Pour ce faire une grille comprenant 110 points a été définie. La simulation décrite sur la Figure 4-16 est répétée 110 fois et plusieurs critères sont calculés après chaque simulation, par exemple les pertes Joule et fer.

Dans ce qui suit ces critères sont explicités et on représente de façon synthétique leur évolution dans le plan couple/pulsation de la Figure 4-21, pour la chaîne de traction de référence, dans les conditions de l'application.

4.11.2 Tension, courant, densité de courant et pertes Joule

Pour le calcul des pertes Joule, il est pratique de calculer la valeur efficace des courants. La valeur efficace d'un courant périodique est la racine carrée de la moyenne du carré de l'intensité de ce courant sur une période électrique, ce qui s'exprime dans le domaine fréquentiel par (4.39). En pratique comme les courants calculés pour cette étude seront toujours équilibrés il ne sera considéré qu'une seule valeur de courant efficace, calculée avec le courant de la première phase.

$$I_{eff}(phase) = \sqrt{\sum_{h=1}^{\infty} I^2(h, phase)} \quad (4.39)$$

La densité de courant efficace se calcule à partir du courant de phase et de la section d'un conducteur, ce qui est exprimé à partir de la section totale de cuivre S_{cu} issue du Tableau 4-7 et du nombre de conducteur n par (4.40).

$$J_{eff} = \frac{n \cdot I_{eff}}{S_{cu}} \quad (4.40)$$

Les pertes Joule sont données par la résistivité du cuivre à 450K (177°C), soit $\rho_{cu} = 22 \cdot 10^{-9} (\Omega \cdot m)$. Les autres données de ce calcul sont la densité efficace de courant et le volume de cuivre V_{cu} (4.41). Pour la résistivité une valeur élevée de température a été considérée (450K), de façon à se placer dans le pire des cas.

$$P_{cu} = \rho_{cu} \cdot V_{cu} \cdot J_{eff}^2 \quad (4.41)$$

La Figure 4-22 donne ces 3 grandeurs, ainsi que l'amplitude du fondamental de la tension phase-neutre, en fonction du point de fonctionnement dans le plan *Couple/Pulsation* à la roue.

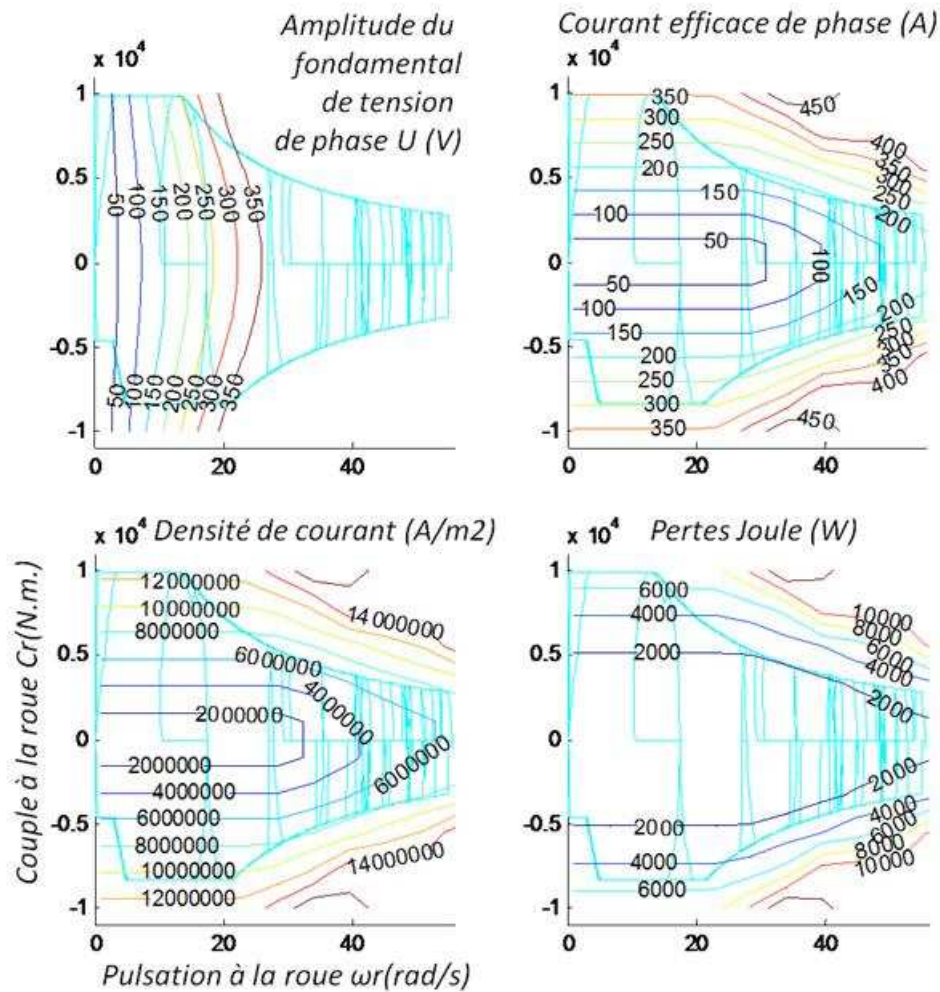


Figure 4-22. Tension, courant, densité de courant et pertes Joule en fonction du point de fonctionnement

4.11.3 Induction dans le fer et pertes fer

4.11.3.1 Induction dans le fer

L'induction dans le fer est calculée d'après la composante fondamentale de l'induction des aimants. Il n'est pas tenu compte des flux induits par les courants dans le bobinage. La Figure 4-23 illustre ce calcul respectivement pour les culasses (gauche) et pour les dents (droite).

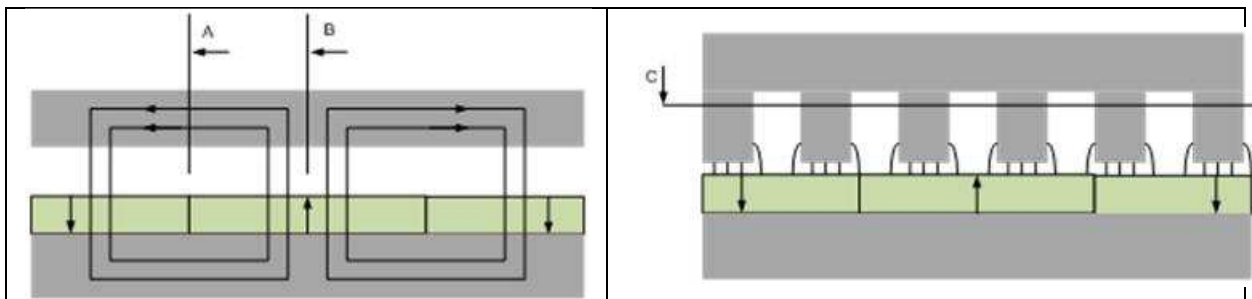


Figure 4-23. Illustration du calcul de l'induction dans les culasses (gauche) et dans les dents (droite)

Le calcul de l'induction dans les culasses est illustré par un entrefer sans dents. Sur la Figure 4-23, l'induction est nulle en B et maximale en A. Le flux passant en A est égal à la somme des inductions produites dans l'entrefer par l'aimant sur un demi-pas polaire. Par suite l'induction moyenne le long de la ligne A pour cette position du rotor est donnée par (4.42). Le terme $2/\pi$ provient de la valeur

moyenne de l'induction sur le demi-pas polaire, pour une forme sinusoïdale de l'induction dans l'entrefer.

$$\hat{B}_{culasse} = \frac{1}{e_{culasse}} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{2}{\pi} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{2 \cdot p} \cdot \hat{B}_a = \frac{1}{e_{culasse}} \cdot \frac{r}{p} \cdot \hat{B}_a \quad (4.42)$$

Si l'on suppose l'induction répartie uniformément sur l'épaisseur de la culasse, si la décroissance entre A et B suit une forme sinusoïdale, alors l'induction en tout point des culasses est une fonction sinusoïdale de l'angle γ , de valeur maximale $B_{culasse}$. Dans le stator cette forme d'induction est mobile compte-tenu du déplacement relatif des aimants. Par suite l'induction en fonction du temps à un endroit donné du stator sera supposée être une fonction sinusoïdale de valeur maximale $B_{culasse}$. Cette façon de déterminer l'induction est très approximative et n'a pas vocation à quantifier précisément les pertes fer pour chaque solution. L'intérêt de ce calcul est plutôt de dégager des préférences entre plusieurs solutions.

En pratique la présence des dents est susceptible d'entraîner des paliers dans les courbes d'induction en fonction de γ et en fonction du temps. La non-répartition homogène sur la largeur peut amener des points de saturation locaux. Enfin, l'induction générée par les aimants dans l'entrefer présente des harmoniques qui peuvent être importants dans le calcul des pertes fer, spécialement pour les machines à grande vitesse. Dans le cadre d'une conception optimale plus précise, mais nécessitant cependant encore des modèles rapides, ces points devraient être étudiés analytiquement de façon à obtenir un modèle rapide et paramétrable [T3].

L'induction dans les dents est considérée au niveau de la ligne C de la Figure 4-23, où tout le flux traversant l'entrefer est concentré dans les dents. En supposant la répartition homogène dans les dents, l'expression de la valeur crête de l'induction dans les dents est donnée par (4.43). Cette valeur est distincte de la valeur fondamentale de l'induction en fonction de temps, qui est un signal carré compte-tenu des hypothèses. Par suite, le fondamental considéré de l'induction dans les dents est donné en (4.44).

$$B_{dent}^{max} = \frac{2}{\pi} \cdot \frac{\hat{B}_a}{1 - \text{renc}} \quad (4.43)$$

$$\hat{B}_{dent} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{2}{\pi} \cdot \frac{\hat{B}_a}{1 - \text{renc}} \quad (4.44)$$

Pour une détermination plus précise de l'induction dans les dents, la valeur relative du nombre d'encoches et du nombre de pôles est importante. [T3] propose des modèles analytiques prenant en compte cette valeur.

L'induction calculée doit rester inférieure au coude de saturation de la tôle. Cette propriété est utilisée ultérieurement par le modèle de dimensionnement pour fixer les épaisseurs des culasses. La condition de non-saturation est nécessaire pour que le calcul du couple soit valable.

4.11.3.2 Pertes fer

Le fabricant de tôles *Cogent* donne un tableau pour estimer les pertes fer massique P_{fm} en fonction de la fréquence électrique et du niveau d'induction dans le fer. La formule (4.45) permet de retrouver les pertes fer.

$$P_{fer} = M_{dent} \cdot P_{fm}(\hat{B}_{dent}, f_e) + M_{culasse} \cdot P_{fm}(\hat{B}_{culasse}, f_e) \quad (4.45)$$

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

La Figure 4-24 donne les pertes fer calculées pour le circuit magnétique du stator uniquement. Seule l'induction des aimants est prise en compte. Ainsi, les pertes fer ne dépendent que de la fréquence, pour une solution donnée.

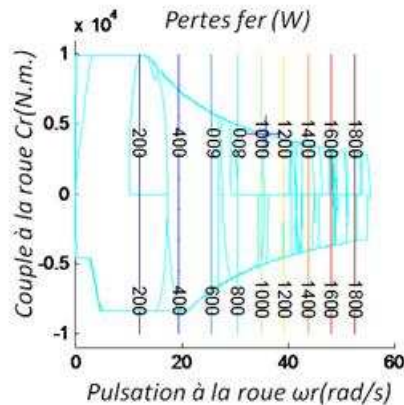


Figure 4-24. Pertes fer en fonction du point de fonctionnement

4.11.4 Calcul des distorsions

Les distorsions du courant et l'ondulation du couple sont calculées selon (4.46). Concernant le courant, seule la distorsion de la première phase est calculée, les phases étant équilibrées. Dans cette expression, $h=1$ désigne le fondamental.

$$I_d = \sqrt{\sum_{h=2}^{\infty} I^2(h)} \quad C_d = \sqrt{\sum_{h=2}^{\infty} C^2(h)} \quad (4.46)$$

Il est courant de diviser la distorsion du courant par le fondamental pour obtenir un taux de distorsion. Cependant, le taux de distorsion ainsi calculé est très grand pour les cas où le courant est proche de 0. Pour avoir une image de la distorsion sur tous les points de fonctionnement du parcours il est plus pratique d'utiliser directement (4.46). D'autre part, le parcours du métro est fixé, donc (4.46) permettra de comparer directement deux solutions différentes, du point de vue de la distorsion du courant.

L'intérêt de calculer la distorsion est d'avoir un moyen quantitatif d'estimer la qualité des formes d'onde. Il faudra vérifier que cette qualité n'est pas dégradée par rapport aux solutions actuelles. Cette contrainte sur la distorsion est une solution de substitution, à défaut de calculer les pertes harmoniques, à défaut de savoir le contenu harmonique du courant que peut supporter l'alimentation.

4.12 Calcul des pertes dans l'onduleur

4.12.1 Nécessité de modèles de pertes moyennées par période électrique

Le calcul des pertes à chaque instant utilisé au chapitre 3 pour comparer les interrupteurs à *SiC* aux interrupteurs à *Si* n'est pas adapté au problème général traité. En effet, le spectre de la tension appliquée au moteur est calculé avec une formule analytique. L'état passant ou bloqué des semi-conducteurs n'est pas connu à chaque instant de façon fiable pour ce problème. Pour cette raison il est préféré de calculer les pertes sur la base de l'amplitude du fondamental de courant, du taux de modulation et de la fréquence de découpe, selon la méthode décrite ci-après.

4.12.2 Modèle de pertes moyennes par conduction

Pour cette modélisation est considéré un courant de phase sinusoïdal lors d'une alternance positive. La valeur moyenne de ce courant ainsi que la valeur moyenne du carré de ce courant sont obtenus à partir des coefficients de la Figure 4-25, et à partir de la valeur crête du courant. Ces coefficients se

calculent comme le rapport des *intégrales de Wallis* à $\pi/2$. Les temps de conduction respectifs du transistor T_1 et de la diode D_2 , relatifs à la période de découpe, dépendent du taux de modulation et s'écrivent (4.47), où $rmod$ est le taux de modulation défini précédemment.

$$\begin{aligned} \text{transistor} : & 0,5 + 0,5 \cdot rmod \\ \text{diode} : & 0,5 - 0,5 \cdot rmod \end{aligned} \tag{4.47}$$

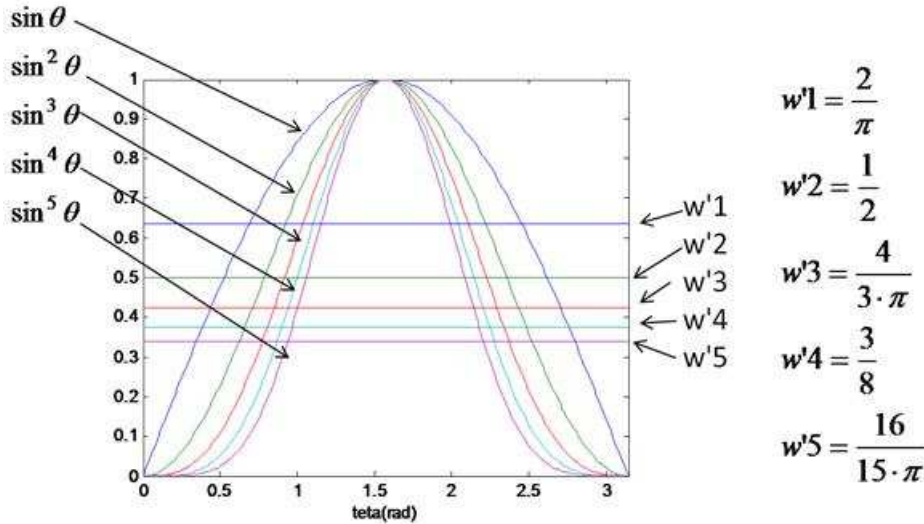


Figure 4-25. Coefficients pour le calcul de la valeur moyenne du courant élevé aux puissances indiquées

Ainsi, les pertes par conduction moyennées sur la période dépendent du taux de modulation et de l'amplitude du courant et s'écrivent (4.48), où W_1' et W_2' sont donnés sur la Figure 4-25.

$$\begin{aligned} P_{cond}(rmod, \hat{I}) = & (0,5 + 0,5 \cdot rmod) \cdot (V_T \cdot W_1' \cdot \hat{I} + R_T \cdot W_2' \cdot \hat{I}^2) \\ & + (0,5 - 0,5 \cdot rmod) \cdot (V_D \cdot W_1' \cdot \hat{I} + R_D \cdot W_2' \cdot \hat{I}^2) \end{aligned} \tag{4.48}$$

Pour validation, le modèle moyen et le modèle instantanés sont appliqués au même courant de la Figure 4-26. La comparaison des pertes calculées par les deux modèles donne une erreur relative inférieure à 1%, éventuellement imputable aux erreurs du modèle instantané. Cette précision est valable pour un courant sinusoïdal. Pour une meilleure précision dans le cas d'un courant fortement perturbé, il faudrait considérer le carré du courant efficace dans la formule (4.48).

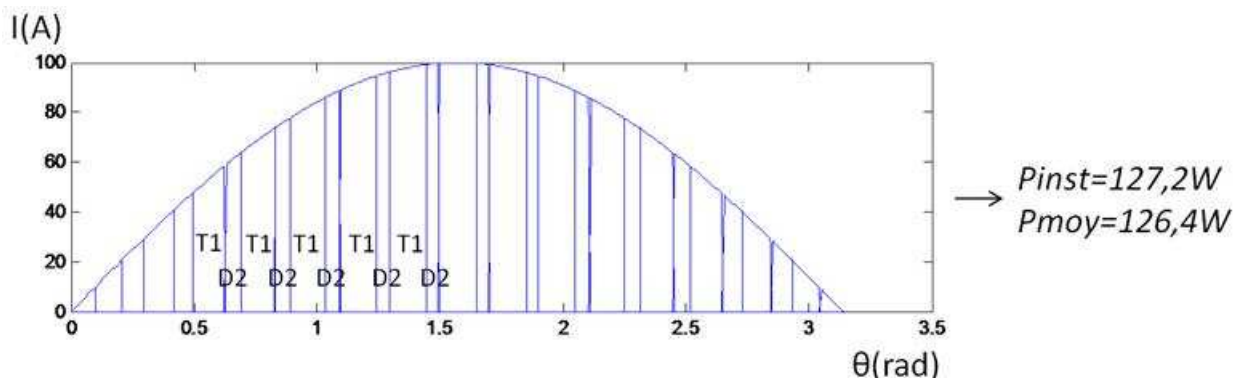


Figure 4-26. Courant pour le calcul des pertes par les modèles instantané et moyen

4.12.3 Modèle d'énergie moyenne perdue lors des commutations

L'énergie moyenne perdue est la somme de l'énergie moyenne perdue lors des commutations *ON* et *OFF* des transistors et l'énergie perdue, en moyenne, lors du blocage d'une diode. Pour simplifier

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

l'expression, les coefficients de pertes indiqués au chapitre 3 sont regroupés dans 3 vecteurs de coefficients (4.49).

$$\begin{aligned} C_{Ton} &= V_{bus}^{\alpha_{Ton}} \cdot [a_{Ton}, b_{Ton}, c_{Ton}, d_{Ton}, e_{Ton}] \\ C_{Toff} &= V_{bus}^{\alpha_{Toff}} \cdot [a_{Toff}, b_{Toff}, c_{Toff}, d_{Toff}, e_{Toff}] \\ C_{Drec} &= V_{bus}^{\alpha_{Drec}} \cdot [a_{Drec}, b_{Drec}, c_{Drec}, d_{Drec}, e_{Drec}] \end{aligned} \quad (4.49)$$

Compte-tenu de (4.49) et de la Figure 4-25, une expression de l'énergie perdue en moyenne lors d'une commutation est donnée en (4.50) avec une écriture matricielle. Pour illustrer ce calcul, les énergies moyennes E_{Ton} , E_{Toff} et E_{Drec} sont affichées sur la Figure 4-27, superposées aux énergies calculées pour chaque commutation. Cet exemple correspond au courant et aux découpes de la Figure 4-26. La comparaison entre la somme des énergies de chaque commutation et l'énergie moyenne valide le modèle moyen pour le cas de courants sinusoïdaux.

$$\bar{E} = \bar{E}_{Ton} + \bar{E}_{Toff} + \bar{E}_{Drec} = (C_{Ton} + C_{Toff} + C_{Drec}) \cdot \begin{bmatrix} W'_1 \cdot \hat{I} \\ W'_2 \cdot \hat{I}^2 \\ W'_3 \cdot \hat{I}^3 \\ W'_4 \cdot \hat{I}^4 \\ W'_5 \cdot \hat{I}^5 \end{bmatrix} \quad (4.50)$$

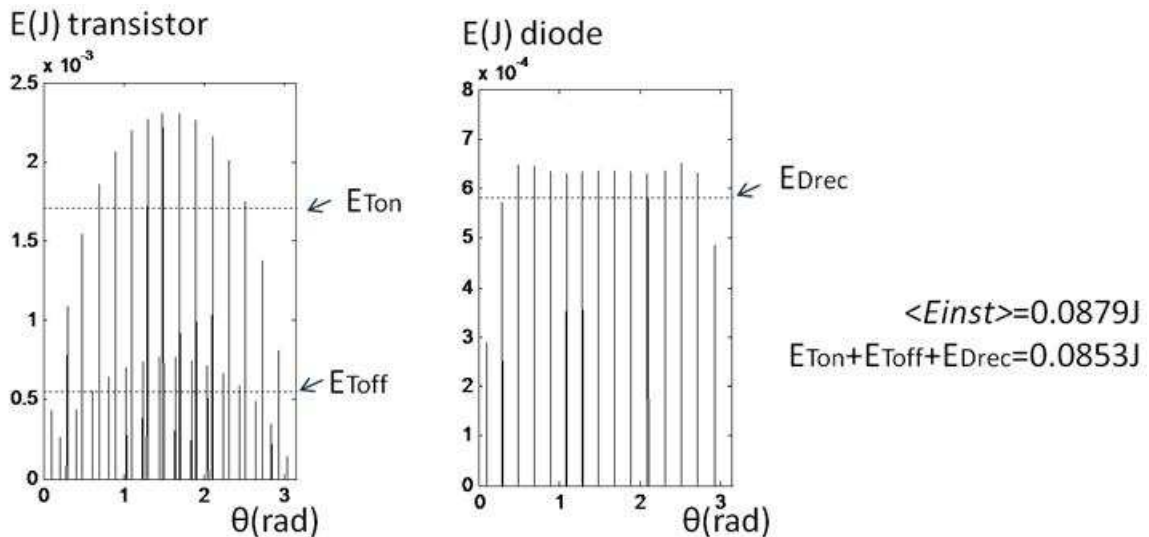


Figure 4-27. Modèle instantané et modèle moyen pour le calcul de l'énergie perdue par commutation

4.12.4 Expression des pertes de l'onduleur

Compte-tenu du schéma de principe de l'onduleur donné au chapitre 3, l'expression des pertes doit tenir compte du nombre n_{int} d'interrupteurs en parallèle, et du nombre de bras ici égal à 3, pour l'exemple. Le courant est supposé se répartir également entre les n_{int} interrupteurs en parallèles. Les expressions respectives des pertes par conduction et commutation sont données en (4.51) et (4.52). Les pertes par commutation se calculent comme le produit de l'énergie moyenne dissipée par la fréquence de découpe.

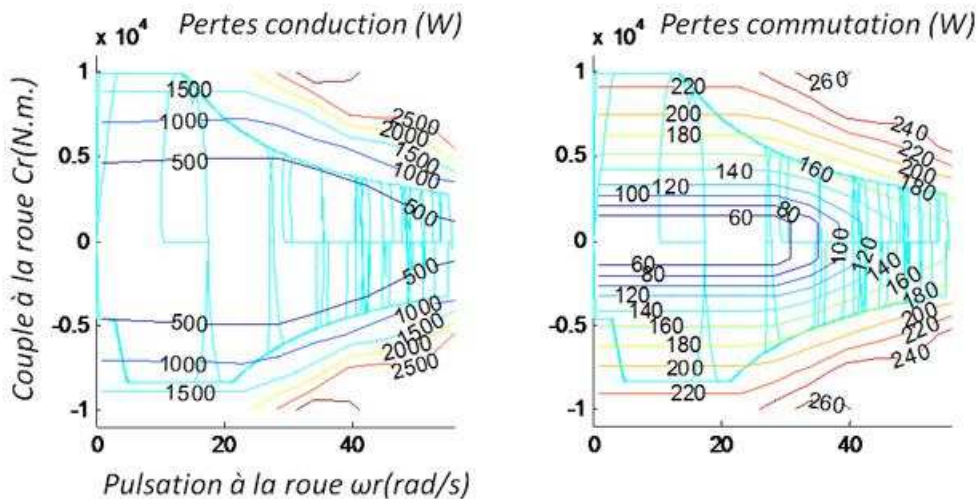
$$P_{cond}(r_{mod}, \hat{I}) = 3 \cdot n_{int} \cdot (0,5 + 0,5 \cdot r_{mod}) \cdot \left(V_T \cdot W_1' \cdot \frac{\hat{I}}{n_{int}} + R_T \cdot W_2' \cdot \left(\frac{\hat{I}}{n_{int}} \right)^2 \right) + 3 \cdot n_{int} \cdot (0,5 - 0,5 \cdot r_{mod}) \cdot \left(V_D \cdot W_1' \cdot \frac{\hat{I}}{n_{int}} + R_D \cdot W_2' \cdot \left(\frac{\hat{I}}{n_{int}} \right)^2 \right) \quad (4.51)$$

$$P_{com}(f_d, \hat{I}) = 3 \cdot n_{int} \cdot f_d \cdot (C_{Ton} + C_{Toff} + C_{Drec}) \cdot \begin{bmatrix} W_1' \cdot \frac{\hat{I}}{n_{int}} \\ W_2' \cdot \left(\frac{\hat{I}}{n_{int}} \right)^2 \\ W_3' \cdot \left(\frac{\hat{I}}{n_{int}} \right)^3 \\ W_4' \cdot \left(\frac{\hat{I}}{n_{int}} \right)^4 \\ W_5' \cdot \left(\frac{\hat{I}}{n_{int}} \right)^5 \end{bmatrix} \quad (4.52)$$

Les pertes totales de l'onduleur s'expriment comme la somme des pertes par conduction et des pertes par commutation (4.53).

$$P_{tot}(r_{mod}, f_d, \hat{I}) = P_{cond}(r_{mod}, \hat{I}) + P_{com}(f_d, \hat{I}) \quad (4.53)$$

Le modèle de pertes moyen permet de calculer simplement les pertes dans les interrupteurs en fonction du point de fonctionnement. Pour une fréquence de découpe $f_d=4.9kHz$ appliquée au moteur de référence, et un nombre de pack *Powerex* en parallèle $n_{int}=5$, les valeurs de pertes calculées sont données sur la Figure 4-28, respectivement les pertes par conduction et les pertes par commutation. Le nombre d'interrupteurs choisi permet d'avoir un courant par interrupteur maximal de l'ordre de 100A. Les pertes par commutation sont faibles comparativement et il paraît envisageable d'augmenter encore la fréquence de découpe. Etant donné le choix d'une fréquence de découpe fixe pour tous les points de fonctionnement, les pertes par commutation sont indépendantes de la vitesse de rotation.



Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

Figure 4-28. Pertes par conduction et commutation en fonction du point de fonctionnement, pour la machine de référence

4.13 Conclusion

Le modèle présenté permet d'évaluer les performances d'une géométrie proposée, en termes de masse, encombrement, oscillations de couple et pertes. Les résultats sont accessibles par point de fonctionnement ou en fonction du temps. Le modèle est bien adapté à l'optimisation car les temps de calcul sont insignifiants.

Un problème des moteurs à grande vitesse concerne la température. En effet la densité de pertes augmente et l'évacuation de ces pertes risque d'être une contrainte déterminante du dimensionnement. L'évaluation de la température en fonction du parcours du métro est l'objet du chapitre suivant.

5 Modèle de simulation thermique

5.1 Introduction

Le modèle décrit au chapitre 4 évalue les pertes dans la machine, pour chaque point de fonctionnement. Les pertes en fonction du temps sont connues par interpolation. La question qui se pose est de savoir si ces pertes pourront être évacuées sans générer d'échauffements excessifs. L'objet de ce chapitre est de faire le lien entre les pertes calculées et les températures.

5.1.1 Modèle pour le calcul des températures

Le système de refroidissement du stator a été décrit au chapitre 3. Ce système fait intervenir un circuit d'huile avec radiateur. L'échauffement entre l'huile et l'air ambiant se calcule à partir de la *puissance de refroidissement spécifique* du circuit. Cette grandeur est définie en partie 5.1.2. C'est une grandeur importante de définition du système de refroidissement, et une donnée d'entrée du problème de dimensionnement du refroidisseur.

La modélisation présentée dans cette partie est illustrée sur la Figure 5-1. Les modèles développés concernent le dimensionnement du radiateur et la simulation thermique. La puissance spécifique souhaitée pour le refroidisseur donne un moyen d'estimer sa masse et son schéma thermique. C'est l'objet du modèle de dimensionnement de radiateur. Le modèle de simulation sur points de fonctionnement, discuté au chapitre 4, permet de connaître les pertes et les surfaces d'échange. Le modèle de simulation thermique associe les schémas du radiateur et du moteur, et calcule les échauffements compte-tenu des pertes prévues.

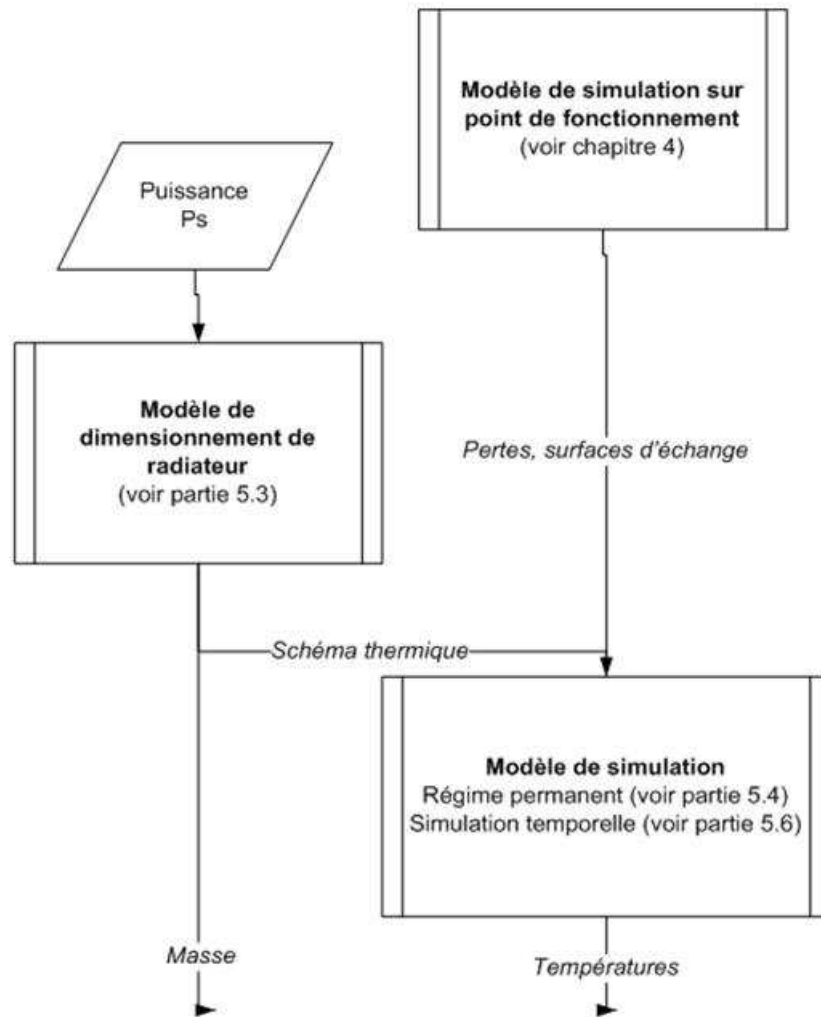


Figure 5-1. Schéma de la modélisation thermique

5.1.2 Plan de l'étude thermique

Un échangeur peut être décrit par son *coefficient d'échange* et les *débits de capacité thermique* des fluides chaud et froid [L15]. Ces caractéristiques déterminent la *puissance de refroidissement spécifique*, c'est-à-dire le flux thermique en (W) qui occasionne une élévation de température de $1(K)$. En partie 5.2, une expression de la *puissance de refroidissement spécifique* est déterminée, à partir du *coefficient d'échange* du radiateur et des *débits de capacité thermique*. Cette expression est un préalable au dimensionnement du radiateur.

En partie 5.3 sont décrit les éléments d'estimation quantitative du système de refroidissement. Il s'agit de la masse et de données pour les calculs de température. Pour cette estimation, il sera considéré un abaque fourni par un constructeur de refroidisseur air/huile, donnant la *puissance de refroidissement spécifique* en fonction du débit d'huile. A partir de cet abaque et de l'expression trouvée seront déterminées les caractéristiques d'un refroidisseur. Une extrapolation est faite pour estimer des caractéristiques de refroidisseurs plus ou moins puissants.

Le calcul en régime permanent des températures dans tout le circuit est développé en partie 5.4. Cela implique des hypothèses concernant la direction des flux de chaleur dans le moteur. Ces hypothèses seront développées.

En partie 5.5 est décrit le principe de la simulation thermique temporelle. Cette simulation fait intervenir un système d'équations linéaires. Ce système d'équations est décrit par l'exemple d'un problème à 2 nœuds puis d'un problème à 10 nœuds. La résolution du système et l'obtention itérative des températures au cours du temps est décrite.

En partie 5.6 est présentée et justifiée la division du moteur et du radiateur en volumes finis. Le principe de simulation temporelle abordé en partie 5.5 est utilisé pour obtenir le profil des températures en différents endroits du circuit, au cours de temps.

5.1.3 Refroidissement du rotor

Le refroidissement du rotor est aussi un enjeu pour les moteurs à grande vitesse. Les pertes massiques par hystérésis et par courants de *Foucault* augmentent avec la fréquence. La rotation du rotor empêche a priori un refroidissement liquide dans cette partie. Les machines à aimants doivent être fermées. Le refroidissement implique donc un circuit d'air avec une résistance thermique importante. Le refroidissement du rotor mériterait d'être investigué.

5.2 Expression de la puissance spécifique du refroidisseur

5.2.1 Calcul analytique pour un radiateur à contre-courant

La *puissance de refroidissement spécifique* d'un radiateur désigne l'intensité de flux thermique en (W), échangé avec l'air, nécessaire pour élever la température d'entrée du liquide de $1K$ par rapport à la température d'entrée d'air. Dans ce qui suit, cette quantité est exprimée en fonction du coefficient d'échange K (W/K) et des débits de capacité $*C_1$ (W/K) et $*C_2$ (W/K) des deux fluides.

Ces trois dernières grandeurs doivent prendre des valeurs cohérentes entre elles. Le problème de l'inadéquation *débits/coefficient d'échange* peut être illustré par un exemple. Si le débit de fluide froid n'est pas suffisant par rapport au coefficient d'échange et au débit de fluide chaud, alors la veine de fluide froid va se réchauffer rapidement et prendre des valeurs voisines du fluide chaud en regard. A partir du moment où les températures sont voisines, l'échangeur n'échange plus grand-chose. Le même échange thermique aurait alors pu être réalisé avec un échangeur moins volumineux.

Pour le calcul de la *puissance spécifique*, l'hypothèse est faite que le débit des fluides n'intervient pas dans le calcul du coefficient d'échange K . En fait il faut garder à l'esprit que l'augmentation du débit peut permettre d'augmenter ce coefficient d'échange.

L'échangeur étudié est à courants croisés comme illustré sur le schéma du système de refroidissement au chapitre 3. Cependant, dans cette partie on considèrera un radiateur à contre-courant pour lequel la température des fluides n'est variable que dans une seule direction. Cette configuration se prête bien à un calcul analytique. On vérifiera que les résultats trouvés avec cette configuration restent valables dans le cas d'un radiateur à courant croisés, par simulation.

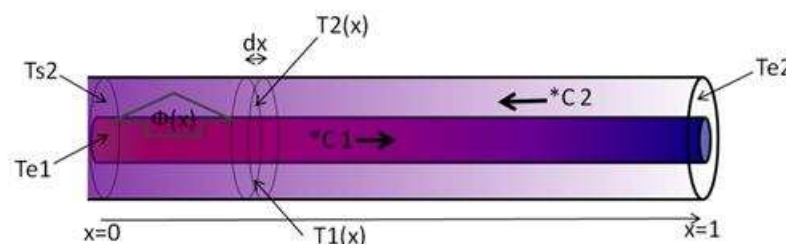


Figure 5-2. Radiateur à contre-courant et grandeurs intervenant dans le calcul

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

Soient les débits de capacités thermiques \dot{C}_1 et \dot{C}_2 (W/K) circulant respectivement dans le circuit chaud et le circuit froid. Le débit de capacité thermique est lié au débit Q (m^3/s) par la relation (5), où C_v ($J/m^3/K$) désigne la capacité thermique volumique du fluide. Le débit de capacité thermique permet de connaître le flux de chaleur transporté, en le multipliant par la température absolue en (K).

$$\dot{C} = C_v \cdot Q \quad (5.1)$$

Soit x l'abscisse sans unité repérant une position par rapport à la longueur du dispositif. Soit K le coefficient d'échange global du dispositif. Soit $\Phi(x)$ le flux échangé dans la partie située à gauche de l'abscisse x sur la Figure 5-2. $\Phi(1)$ exprime le flux total échangé. Soient enfin les températures définies sur la Figure 5-2. T_{e1} et T_{e2} désignent les températures respectives des deux fluides. On cherche à calculer la grandeur R telle que (5.2). Cette résistance thermique est l'inverse de la *puissance spécifique de refroidissement* recherchée.

$$R = \frac{T_{e1} - T_{e2}}{\phi(1)} \quad (5.2)$$

Le flux échangé sur une partie infinitésimale du dispositif dépend de la différence des températures locales (5.3).

$$d\phi = K \cdot dx \cdot (T_1(x) - T_2(x)) \quad (5.3)$$

Si l'on adopte des débits de capacités identiques, la différence de température et le flux échangés sont partout identiques, la solution de (5.3) est alors évidente : Le flux échangé est alors égal au produit du coefficient d'échange par la différence des températures d'entrée. Cependant, pour justifier les débits choisis on se propose de les considérer quelconques à ce stade. En régime permanent, les flux entrant dans un volume sont égaux aux flux sortant. En appliquant cette règle aux volumes situés à gauche de l'abscisse x , il vient que les deux températures dépendent de $\Phi(x)$ (5.4).

$$\begin{aligned} T_1(x) &= T_{e1} - \frac{\phi(x)}{\dot{C}_1} \\ T_2(x) &= T_{s2} - \frac{\phi(x)}{\dot{C}_2} \end{aligned} \quad (5.4)$$

En remplaçant les températures dans l'équation (5.3), on obtient l'équation différentielle (5.5) dont l'unique solution est donnée en (5.6).

$$\frac{1}{K} \cdot \frac{d\phi}{dx}(x) + \left(\frac{1}{\dot{C}_1} + \frac{1}{\dot{C}_2} \right) \cdot \phi(x) = T_{e1} - T_{s2} \quad (5.5)$$

$$\phi(x) = (T_{e1} - T_{s2}) \cdot \frac{1 - e^{-K \left(\frac{1}{\dot{C}_1} + \frac{1}{\dot{C}_2} \right) x}}{\frac{1}{\dot{C}_1} + \frac{1}{\dot{C}_2}} \quad (5.6)$$

En faisant le bilan des flux sur tout le volume du fluide froid on peut écrire la température de sortie T_{s2} en fonction de la température d'entrée T_{e2} et du flux total $\Phi(1)$. A partir de (5.6) on peut alors écrire

une expression du flux total (5.7) qui fait apparaître tous les termes de (5.2). Cette expression va donc nous permettre d'exprimer la résistance thermique recherchée.

$$\phi(1) = \left(T_{e1} - T_{e2} - \frac{\phi(1)}{\dot{C}_2} \right) \cdot \frac{1 - e^{-K \left(\frac{1}{\dot{C}_1} - \frac{1}{\dot{C}_2} \right)}}{\frac{1}{\dot{C}_1} - \frac{1}{\dot{C}_2}} \quad (5.7)$$

La résistance thermique recherchée, déduite de (5.7), peut s'écrire (5.8). Une simplification pratique, pour des débits de capacité des deux fluides pas trop éloignés, est donnée en (5.9). La Figure 5-3, donnée pour une valeur de $K=200(W/K)$, illustre la validité de la simplification. La *puissance spécifique de refroidissement* est l'inverse de la résistance calculée (5.10).

$$R = \frac{1}{2 \cdot \dot{C}_1} + \frac{1}{2 \cdot \dot{C}_2} + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{\dot{C}_2} - \frac{1}{\dot{C}_1} \right) \cdot \frac{1 + e^{\left(\frac{1}{\dot{C}_2} - \frac{1}{\dot{C}_1} \right) \cdot K}}{-1 + e^{\left(\frac{1}{\dot{C}_2} - \frac{1}{\dot{C}_1} \right) \cdot K}} \quad (5.8)$$

$$R \approx \frac{1}{2 \cdot \dot{C}_1} + \frac{1}{2 \cdot \dot{C}_2} + \frac{1}{K} \quad (5.9)$$

$$P_s = \frac{1}{R} \quad (5.10)$$

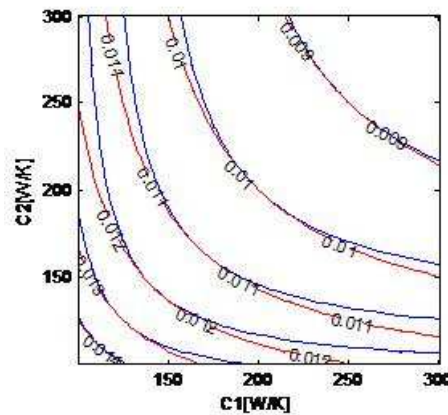


Figure 5-3. Résistance thermique en fonction des deux débits de capacité, pour $K=200[W/K]$. Courbe réelle (5.8) en bleu et approximation (5.10) en rouge

La relation (5.9) permet de fixer les idées lorsqu'il est question, en avant-projet, de décider du coefficient d'échange et des débits des fluides. Dans l'objectif de diminuer la résistance thermique, il est toujours favorable d'augmenter un de ces paramètres, mais cela peut être inutile si le terme correspondant de (5.9) est déjà petit par rapport aux deux autres.

Dans les refroidisseurs air-huile industriels étudiés plus loin, le ventilateur est propre au radiateur et impose un débit d'air constant. Par contre, le débit du liquide peut être éventuellement imposé par une pompe extérieure et varier dans une large plage de valeurs. Les abaques fournis par le constructeur donnent la puissance de refroidissement spécifique en fonction du débit de liquide. La relation (5.9) sera utile pour retrouver le débit d'air et le coefficient d'échange, en vue de la simulation thermique.

5.2.2 Validation pour le cas d'un radiateur à courant croisés

Ces expressions sont données pour un échangeur à contre-courant. En pratique le radiateur utilisé sera nécessairement à courants croisés, comme c'est le cas pour les refroidisseurs air/huile industriels, ou pour les radiateurs d'automobiles.

En effet, la configuration à courant croisés permet une indépendance entre les sections de passage du liquide et de l'air. Or il se trouve que la section de passage de l'air doit être maximisée, pour deux raisons. D'une part la capacité thermique volumique de l'air est de $1(J.K^{-1}.l^{-1})$ à comparer aux $1700(J.K^{-1}.l^{-1})$ de l'huile. Il vient que pour respecter des débits de capacité cohérents le débit d'air doit être environ *1700 fois* supérieur au débit de liquide. La section de passage de l'air doit être calculée pour respecter des vitesses d'air de l'ordre de quelques ($m.s^{-1}$), donc largement augmentée par rapport à la section de passage de l'huile, pour cette seule raison. En outre, le coefficient d'échange avec l'air est mauvais. Ce coefficient détermine pour une grande part le coefficient d'échange global entre les deux fluides K . Pour cette raison, la surface de contact avec l'air doit être augmentée par un nombre important d'ailettes qui créent des pertes de charges et imposent d'augmenter encore la section totale du dispositif dans le sens perpendiculaire à l'écoulement de l'air.

Pour un radiateur à courants croisés, le calcul analytique de R est rendu plus compliqué par le fait que la température est variable suivant deux directions : la direction de l'écoulement du liquide et la direction de l'écoulement de l'air. Cependant, il est important de vérifier que les expressions (5.9) et (5.10) restent valables pour un radiateur à courants croisés.

Pour ce problème, une solution de substitution au calcul analytique est la simulation thermique par la méthode des volumes finis. Le principe de cette méthode et son application principale seront décrit ultérieurement. Le radiateur est discrétisé en un certains nombre de volumes finis suffisamment petits pour y supposer la température homogène. Les liens de conduction et/ou convection entre deux volumes sont définis comme décrit ultérieurement. Pour ce problème, une source de puissance quelconque est imposée dans le volume en amont du radiateur dans le circuit du liquide. On fait varier les deux débits dans les limites de la Figure 5-3. Pour chaque condition de débit, la valeur de la température d'entrée de liquide est relevée, en régime permanent. La valeur correspondante de R est obtenue en appliquant la relation (5.2).

Cette simulation a conduit au graphe de gauche de la Figure 5-4, à comparer avec le graphe de droite qui correspond à la courbe en bleue de la Figure 5-3, obtenue avec la relation (5.8).

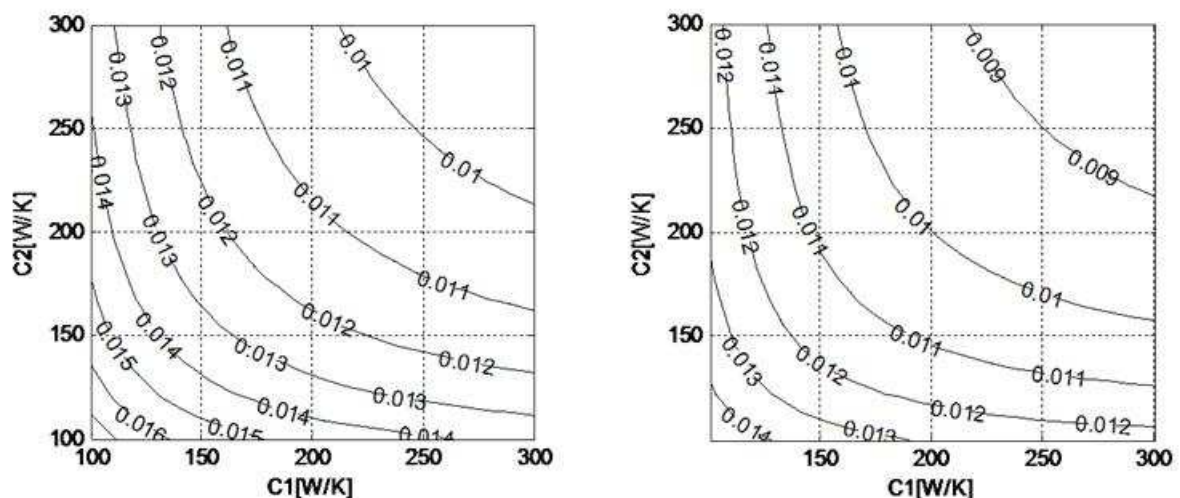


Figure 5-4. Résistance thermique obtenue en simulation (à gauche) comparée avec la formule analytique (à droite), en fonction des débits de capacités des deux fluides, pour $K=200(W/K)$

La comparaison des deux graphes amène plusieurs conclusions. La résistance obtenue dans le cas du courants-croisés est un peu plus élevée sur tout le domaine, donc plus défavorable. Cependant l'allure des courbes de niveaux est comparable. Dans l'objectif d'une solution exacte, un calcul analytique similaire au cas du radiateur à contre-courant pourrait être conduit, avec une complexité augmentée par la prise en compte de deux dimensions au lieu d'une.

Même s'il s'avère que la différence constatée relève effectivement d'un avantage de la solution à contre-courant, il ne faut pas oublier la difficulté technologique de réaliser un tel échangeur compte-tenu des fluides en présence. La principale conclusion que l'on peut retirer de la Figure 5-4 porte sur la nécessité de garder des valeurs de K , C_1 et C_2 cohérente entre elles. Le sens d'écoulement de l'échangeur ne change pas cette conclusion.

5.3 Identification d'un modèle de dimensionnement du refroidisseur

5.3.1 Données estimées d'après la documentation d'un refroidisseur du marché

L'objet de cette partie est d'extrapoler un modèle de tendance pour trouver, à partir de la *puissance de refroidissement spécifique* souhaitée, la masse du refroidisseur et les données pour la simulation. Pour l'extrapolation le modèle 2C3L à 20(l/min) du constructeur Hydac avec pompe intégrée sera considéré [D13]. Ce modèle est présenté au chapitre 3. Le même refroidisseur existe avec un ventilateur plus rapide en version 2C3S, avec une vitesse de rotation du moteur qui passe de 1000 à 1500(tr/min). En supposant que cela s'accompagne d'une vitesse d'air accrue de la même proportion, le débit de capacité thermique d'air C_2 est alors augmenté de 50%, et conduit à l'amélioration de la *puissance de refroidissement* repérée par la flèche verticale noire (2) de la Figure 5-5. La flèche (1) représente quant à elle l'amélioration obtenue en augmentant le débit de capacité C_1 de 50%, ce qui est fait en passant le débit d'huile de 20(l/min) à 30(l/min). Il est deux fois plus intéressant d'augmenter le débit C_2 , ce qui laisse penser que C_1 est plus grand que C_2 dans tous les cas.

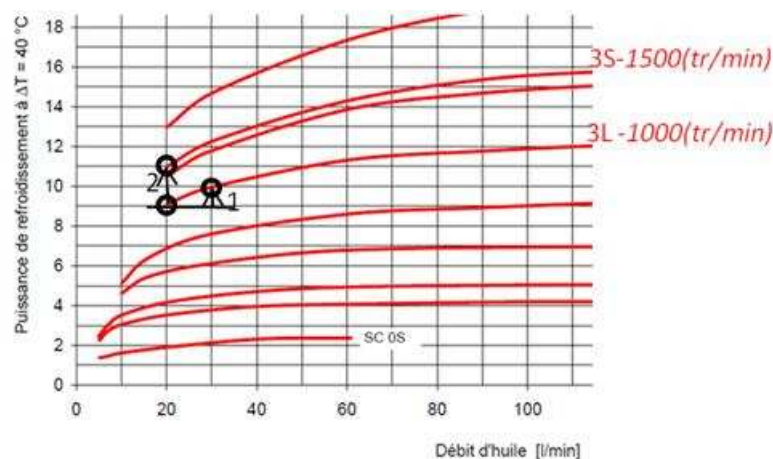


Figure 5-5. Augmentation de la puissance de refroidissement en (kW pour 40K) pour des augmentations de 50% du débit d'huile (1) et du débit d'air (2), données Hydac

Une identification plus précise, à partir des valeurs connues aux trois points de la Figure 5-5, est faite en utilisant (5.8). Cette identification permet de connaître les valeurs de C_2 et de K pour le modèle 2C3L à 20(l/min). Cette identification est approximative. En particulier, le coefficient d'échange K entre les deux fluides a été supposé identique pour les trois points. En pratique, ce coefficient est susceptible d'augmenter avec les débits. D'autre part, le débit d'air a été supposé exactement proportionnel à la vitesse de rotation du ventilateur sans plus d'investigation.

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

Tableau 5-1. Caractéristiques du refroidisseur pour un débit d'huile de 20(l/min)

Valeurs connues à 20(l/min)	Puissance spécifique	$P_s=225(W/K)$
	Débit de capacité thermique de l'huile	$C_1=586(W/K)$
Valeurs identifiées	Coefficient d'échange	$K=560(W/K)$
	Débit de capacité thermique d'air	$C_2=336(W/K)$

La masse du refroidisseur 2CA3 avec pompe intégrée est de 59(kg). Les éléments les plus pesants semblent être le moteur, la pompe, le ventilateur et le châssis. La partie radiateur avec les tubes et ailettes en aluminium, ainsi que les masses de fluide, sont probablement négligeables.

Masse totale du refroidisseur	$masse=59(kg)$
-------------------------------	----------------

Pour le modèle de dimensionnement, il sera considéré ce refroidisseur 2CA3S avec le moteur à 1000(tr/min), moins bruyant que celui à 1500(tr/min). Pour extrapoler à d'autres refroidisseurs, on considèrera comme seul degré de liberté la *puissance spécifique de refroidissement* P_s . La masse ainsi que toutes les données du Tableau 5-1 seront considérées proportionnelles à P_s . Par exemple, un refroidisseur avec comme cahier des charges $P_s=450(W/K)$ pèsera 118(kg) et nécessitera un coefficient d'échange et des débits de capacité thermique de l'ordre de 1000(W/K).

Pour la simulation thermique des transitoires, il importe de connaître en plus les volumes des fluides dans l'échangeur. Cette information n'est pas accessible dans la documentation du refroidisseur. Elle sera estimée par analogie avec un radiateur d'automobile.

5.3.2 Données estimées d'après un radiateur automobile

Le radiateur d'automobile considéré est présenté en Figure 5-6. La puissance spécifique de ce radiateur doit permettre d'évacuer la puissance à l'eau maximale pour une température extérieure critique de 40(°C), et une entrée d'eau limitée à 100(°C). Compte-tenu de la puissance utile de l'automobile de 60(hP), du bilan des puissances de la Figure 5-6, la puissance à l'eau maximale est de l'ordre de 25(kW) et nécessite une *puissance spécifique de refroidissement* de 420(W/K) (5.11) [A13].

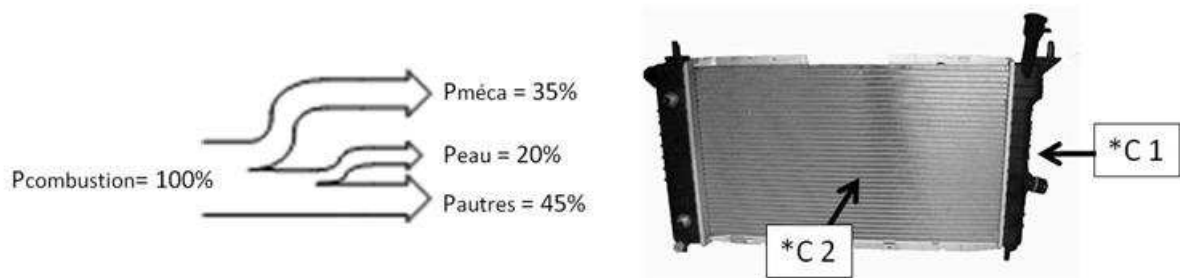


Figure 5-6. Bilan des puissances et photo d'un radiateur d'automobile

$$P_s = \frac{\phi_{eau}}{\Delta T} \approx \frac{25 (kW)}{60 (K)} \approx 420 \left(\frac{W}{K} \right) \quad (5.11)$$

La mesure du volume de la zone d'échange visible sur la photo de la Figure 5-6, l'estimation de la proportion des deux fluides dans ce volume est utile pour calculer les échauffements transitoires. Le tableau donne les mesures relevées en négligeant le volume d'aluminium.

Tableau 5-2. Volume occupé par le radiateur et proportion des fluides

Volume	0.0033 (m ³)
Proportion d'eau	15 %
Proportion d'air	85 %

Pour l'extrapolation, on supposera le volume total proportionnel à la *puissance spécifique*. Le coefficient obtenu sera supposé valable aussi pour un échangeur *air/huile*, de même que les proportions de liquide et d'air.

5.3.3 Modèle identifié

Les coefficients du modèle identifié d'après les deux sources sont rassemblés dans le Tableau 5-3. Etant donné la *puissance spécifique de refroidissement* souhaitée pour l'application, le modèle calcule la masse totale de refroidisseur, le coefficient d'échange, les débits de capacité thermique, les volumes d'huile et d'air dans le radiateur. A titre d'exemple le Tableau 5-3 donne les valeurs calculées pour ces grandeurs, dans le cas d'une application où la *puissance spécifique* souhaitée est de 100(W/K).

Tableau 5-3. Coefficients du modèle et exemple d'application

Coefficients du modèle		Exemple d'application pour une <i>puissance spécifique</i> souhaitée de 100(W/K)	
Coefficient de masse	0,262 (kg/(W/K))	Masse	26,2 (kg)
Coefficient du débit C_1	2,6	C_1	260 (W/K)
Coefficient du coefficient d'échange K	2,49	K	249 (W/K)
Coefficient du débit C_2	1,49	C_2	149 (W/K)
Coefficient de volume	0,00000785 (m ³ /(W/K))	Volume	0,000785 (m ³)
Coefficient de quantité de liquide	0,15. 0,00000785 (m ³ /(W/K))	Volume d'huile	0,000178 (m ³)
Coefficient de quantité d'air	0,85. 0,00000785 (m ³ /(W/K))	Volume d'air	0,000667 (m ³)

5.4 Calcul en régime permanent

5.4.1 Intérêt du calcul en régime permanent

Le calcul en régime permanent peut permettre de dimensionner thermiquement le système *moteur+refroidissement*. En dimensionnant sur la base de ce seul régime, deux voies peuvent être suivies.

En dimensionnant le système de telle façon que les pertes maximales ne génèrent l'échauffement excessif d'aucune partie du moteur, il est sûr que le refroidissement est suffisant. Le problème est qu'alors le système est éventuellement surdimensionné, avec une masse et un prix excessifs.

En dimensionnant de telle façon que les pertes moyennes ne génèrent pas un échauffement excessif, alors la taille du système est contenue. Mais cela suppose de faire l'hypothèse que les pics de

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

perdes, correspondant aux accélérations et freinage du métro, seront complètement filtrés par l'inertie du système. Cette condition n'est pas forcément atteinte en tous points du moteur.

En pratique, les chaînes de traction des trains ne peuvent pas fonctionner continûment dans leurs points de fonctionnement les plus critiques. Cette remarque est vraie pour les locomotives de fret, et d'autant plus vraie pour les métros. Dans le cas des métros, l'allure de la courbe des pertes du moteur en fonction du temps est fluctuante. Les accélérations et freinage sont importants et brefs, et entrecoupés de périodes où la puissance consommées, donc les pertes, sont beaucoup moins importantes. Pendant ces périodes, le moteur a le temps de refroidir.

En conséquence la deuxième proposition de dimensionnement thermique paraît plus appropriée. Cependant elle n'offre pas de garantie vis-à-vis des dépassements de température en valeur instantanée. Le dimensionnement thermique optimal se trouve entre les deux propositions ; ainsi le calcul en régime permanent permet d'encadrer le dimensionnement thermique en calculant : un dimensionnement *insuffisant* basé sur les pertes moyennes, un dimensionnement *excessif* basé sur les pertes maximales. Une façon de se rapprocher de l'optimum est de mettre en œuvre une simulation thermique temporelle sur la base de la courbe des pertes.

Avant de discuter du calcul en régime permanent, il convient de discuter des limites de l'étude, de présenter les sources de pertes prises en compte et la direction supposée des flux de chaleur, enfin de présenter les volumes considérés et les hypothèses associées à cette décomposition.

5.4.2 Limites de l'étude

L'étude concerne seulement l'échauffement du stator, à savoir les températures dans le fer du stator, dans le cuivre et dans l'huile. Les sources de flux thermique sont les pertes Joule dans le cuivre et les pertes fer dans la tôle. Les deux sont calculées comme indiqué au chapitre 4. Pour se placer au pire des cas, il sera considéré l'absence de dissipation par l'air autour de la carcasse. Tout le flux de chaleur sera évacué par l'huile.

5.4.3 Volumes considérés

La Figure 5-8 décrit les nœuds considérés pour ce calcul en régime permanent. Sont calculés :

- une température moyenne d'huile,
- une température maximale d'huile,
- une température de fer,
- une température de cuivre.

Le calcul des résistances apparaissant est précisé dans la partie 5.4.4. La température dans le cuivre est calculée d'après la température moyenne de l'huile. La température moyenne d'huile est définie comme la température moyenne dans le volume du radiateur, ou de façon équivalente dans le volume du moteur. Cette température se calcule à partir du flux de chaleur dissipé et de la température ambiante par les relations données en partie 5.2.1.

La conductivité thermique est très bonne dans le cuivre. Pour cette raison la variation de température axiale du bobinage est négligée, et sa température est calculée d'après la température moyenne de l'huile. Dans les directions du plan radial, les isolants diminuent fortement la conductivité thermique du bobinage. Cependant, compte-tenu de la permutation du fil de *Litz*, les échanges dans le sens latéral sont facilités et il sera supposé une température homogène dans le cuivre. La surface d'échange avec l'huile considérée est précisée sur la Figure 5-7.

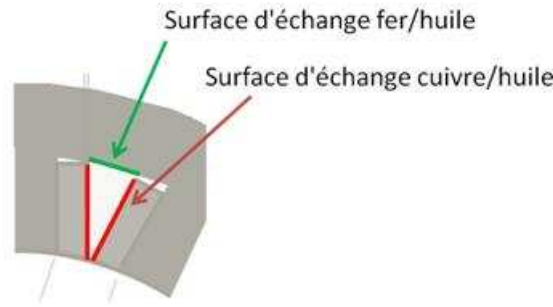


Figure 5-7. Surfaces d'échange dans l'encoche

En l'absence supposée de refroidissement par la carcasse, le flux de chaleur est évacué par la longueur de fer en contact avec l'huile dans les encoches. Compte-tenu du feuilletage, la conductivité thermique est 30 fois meilleure dans le sens radiale que dans le sens axial selon [D14]. Pour cette raison, il faut considérer la température d'huile la plus élevée, correspondant à la sortie du moteur dans le sens d'écoulement de l'huile. La température de fer calculée est donc celle d'une feuille de fer située vers la sortie.

La pression de contact entre le bobinage et le fer des dents n'est pas connue. Une faible pression risque d'entraîner un plus faible échange thermique. Pour ce calcul, l'échange thermique entre le bobinage et les dents est supposé nul.

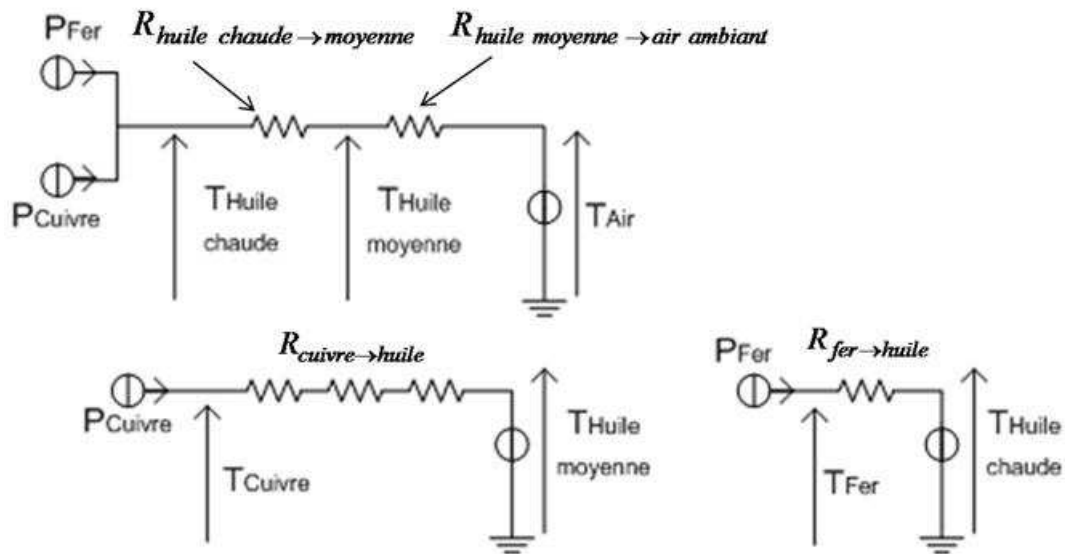


Figure 5-8. Schéma thermique en régime permanent

5.4.4 Calcul des résistances thermiques

5.4.4.1 Contact Fer > Huile

La température est supposée constante dans le fer. La résistance thermique entre la surface de fer et l'huile dans les encoches dépend de la surface d'échange et du coefficient de convection h . Ce coefficient est lui-même fonction de la vitesse de l'huile V_h selon une formule empirique [D15].

$$h = 0,012 + 0,035 \cdot \sqrt{V_h} \quad (5.12)$$

$$R_{fer \rightarrow huile} = \frac{1}{h \cdot S_{fer, huile}} \quad (5.13)$$

5.4.4.2 Passage Cuivre>Huile à travers l'isolant

La résistance thermique entre le cuivre et l'huile (moyenne) est donnée par (5.14). Pour ce calcul, il faut différencier les têtes de bobines en raison d'une vitesse d'huile réduite. Le symbole // désigne une association en parallèle.

$$R_{cuivre \rightarrow huile} = \left(R_{\lambda, isolant, canaux} + R_{h, isolant \rightarrow huile, canaux} \right) // \left(R_{\lambda, isolant, têtes} + R_{h, isolant \rightarrow huile, tête} \right) \quad (5.14)$$

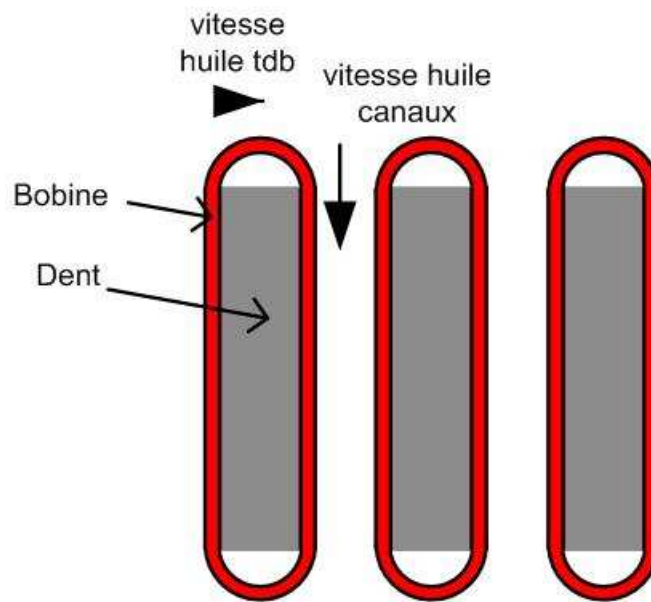


Figure 5-9. Vitesse d'huile différentes dans les encoches et dans la zone des têtes de bobines

En l'absence d'informations suffisantes, la résistance de conduction est supposée nulle, la température est alors homogène dans le cuivre. Les résistances $R_{\lambda, isolant}$ et $R_{h, isolant \rightarrow huile}$ sont calculées respectivement à partir de la conductivité thermique de l'isolant-masse en *Nomex* (5.15) et la transmissibilité de la surface donnée par (5.12).

$$R_{\lambda, isolant} = \frac{e_{isolant}}{\lambda_{isolant} \cdot S}$$

avec:

$$e_{isolant} = 0,5 (mm)$$

$$\lambda_{isolant} = 0,14 (W / m / K) \quad (5.15)$$

La résistance exprimant les écarts de température entre l'huile à température chaude et l'huile à température moyenne est donnée en (5.16). La résistance entre l'huile à température moyenne et l'air à température ambiante (entrée du radiateur) est donnée en (5.17). Ces résistances dépendent de la puissance spécifique de refroidissement P_s et du débit de capacité thermique d'huile C_l .

$$R_{\text{huile chaude} \rightarrow \text{moyenne}} = \frac{1}{2 \cdot \dot{C}_1} \quad (5.16)$$

$$R_{\text{huile moyenne} \rightarrow \text{air ambiant}} = \frac{1}{P_s} \quad (5.17)$$

Il faut noter le lien entre le coefficient de convection h défini en (5.12) et les résistances (5.16) et (5.17). En effet le coefficient de convection est dépendant de la vitesse d'huile qui est proportionnelle au débit d'huile, une fois la section de passage dans les encoches fixée. En pratique la puissance de refroidisseur fixée impose le débit de capacité comme décrit en partie 5.2.1 et par suite le coefficient de convection.

5.4.5 Résultats sur le cas de référence

Le résumé des températures calculées pour le cas de référence, en appliquant successivement les valeurs moyennes des pertes sur le parcours du métro, et les valeurs maximales, est donné dans le Tableau 5-5. Le refroidisseur de référence est choisi arbitrairement à une puissance spécifique de $300(W/K)$. Compte-tenu du modèle de dimensionnement, les données de ce refroidisseur sont celles du Tableau 5-4, avec en blanc les données utiles pour ce calcul.

Tableau 5-4. Caractéristique de refroidisseur de référence

Caractéristique du refroidisseur $P_s=300(W/K)$	
Masse	78,6 (kg)
C_1	780 (W/K)
K	747 (W/K)
C_2	447 (W/K)
Volume	0,00235 (m ³)
Volume d'huile	0,000353 (m ³)
Volume d'air	0,00200 (m ³)

Les valeurs des températures paraissent élevées dans les deux cas. La solution de référence n'est donc pas adaptée au parcours. L'écart entre les valeurs relevées pour les deux cas montre l'intérêt d'une simulation thermique des transitoires.

Tableau 5-5. Tableau des températures atteintes en régime permanent

	Pertes moyennes $P_j=1700(W)$ $P_f=1070(W)$	Pertes maximales $P_j=10000(W)$ $P_f=2700(W)$
Huile moyenne	47°C	75°C
Huile chaude	49°C	83°C
Fer	164°C	370°C
Cuivre	96°C	375°C

5.5 Méthode de simulation thermique temporelle

5.5.1 Utilité de la méthode

La Figure 5-10 fait apparaître les pertes Joule et fer calculées en fonction du temps, selon la méthode décrite au chapitre 4, sur la base du parcours du tramway. Ce parcours a été décrit au chapitre

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

3. L'objet de la simulation thermique temporelle est de calculer le profil de températures en différentes parties du moteur, en fonction du temps. Le résultat final est la température maximale atteinte en ces points. Le calcul en régime permanent a seulement permis de calculer une fourchette, assez large, de ces valeurs maximales.

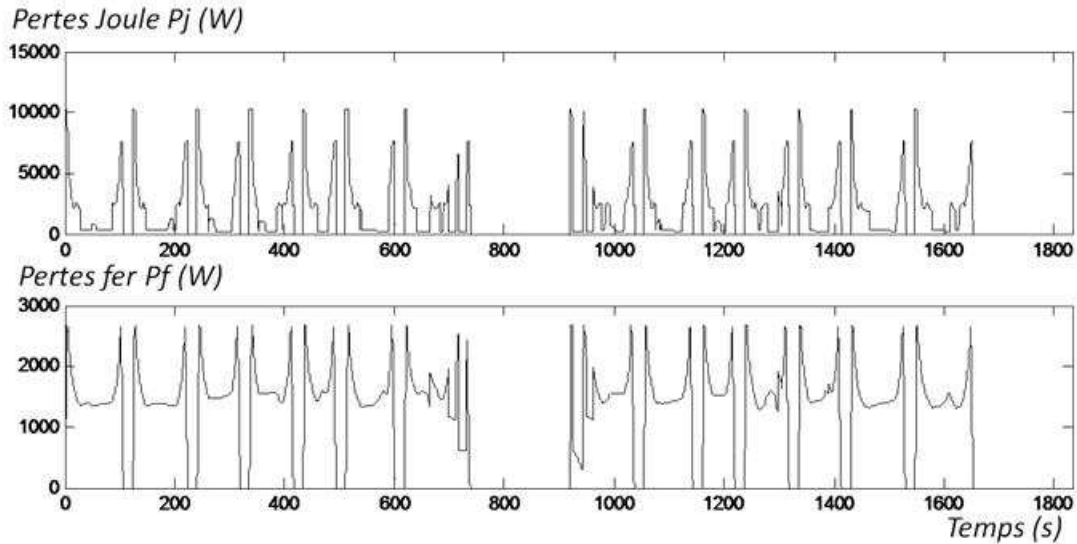


Figure 5-10. Pertes Joule et fer en fonction du temps

La méthode utilisée est dite méthode de *volumes finis* selon [L16]. Le système est décomposé en un certain nombre de volumes suffisamment petits pour y considérer la température homogène. Un bilan d'énergie est effectué sur chacun de ces volumes.

5.5.2 Grandeurs apparaissant dans le système d'équations

Les grandeurs classiques sont la *capacité thermique* de chaque volume, les *résistances* ou *conductances thermiques* de conduction entre les volumes, éventuellement le *débit de capacité thermique* dans le cas d'un volume où passe un fluide. Pour cette étude, étant donné un pas de temps constant, il est pratique de considérer des grandeurs équivalentes toutes analogues à des résistances thermique en (K/W) . Ces grandeurs sont définies ci-après avec une proposition d'appellation. Ces grandeurs se calculent à partir des grandeurs classiques conformément à (5.18). Ces grandeurs sont directement les coefficients qui apparaissent dans le système d'équation qui lie l'état du système à son état précédent.

- $E_s(x, \Delta t)$ (K/W) . L'*échauffement spécifique* définit l'élévation de température du volume x à partir de la puissance moyenne restant dans le volume, pendant la durée d'un intervalle de temps.
- $T_s(x, x')$ (K/W) . La *température spécifique* du débit de fluide liant x à x' (x étant le volume en amont dans le sens de l'écoulement) définit la température absolue en (K) du volume x à partir du flux de chaleur en (W) traversant la frontière. $T_s(x, x')$ est calculable pour une valeur fixe du débit.

$$E_s(x, \Delta t) = \frac{\Delta t}{C_v^{matériau} \cdot V(x)}, \quad (5.18)$$

$$T_s(x, x') = \frac{1}{\dot{C}_{débit}(x, x')} = \frac{1}{C_v^{fluide} \cdot Q(x, x')}$$

où :

- Δt (s) est le pas de temps,

- $C_v^{matériau}$ ($J/K/m^3$) est la capacité thermique volumique du matériau à l'intérieur de ce volume (matériau solide ou fluide),
- $V(x)$ (m^3) est le volume de ce volume,
- $C^{débit}$ (W/K) est le débit de capacité thermique propre au débit de fluide.
- C_v^{fluide} ($J/m^3/K$) est la capacité thermique volumique du fluide associé au débit Q ,
- $Q(x,x')$ (m^3/s) est le débit en entre les volumes x et x' .

Avec les 2 grandeurs définies, les grandeurs intervenant dans la simulation temporelle sont résumées ci-après :

- $P(x,t)$ (W) Pertes en fonction du volume et de temps
- $T_0(x)$ ($^{\circ}C$) Température initial des volumes
- Δt (s) Pas de temps
- $R(x,x')$ (K/W) Résistance thermique de conduction entre les volumes
- $T_s(x,x')$ (K/W) Température spécifique de débit entre deux volumes
- $E_s(x,\Delta t)$ (K/W) Echauffement spécifique des volumes
- $T(x,t)$ ($^{\circ}C$) Température des volumes en fonction du temps
- $\Phi(x,x',t)$ (W) Flux de chaleur entre les volumes en fonction du temps

5.5.3 Exemple à 6 volumes

Les grandeurs équivalentes et la méthode par volumes finis sont illustrées par un exemple didactique à 6 volumes. Un nombre restreint de volumes est nécessaire pour visualiser le système d'équations. Un système d'équations similaire, mais de plus grande taille, sera utilisé pour décrire le système *moteur+radiateur*.

Soit le système de la Figure 5-11. Ce système comporte 2 volumes solides, 3 volumes d'une boucle de fluide en circulation à débit fixe, et un dernier volume représentant l'air ambiant. A l'intérieur des volumes sont représentés :

- le numéro du volume x ,
- l'échauffement spécifique $E_s(K/W)$ tel que défini ci-dessus,
- dans le premier volume, la source de flux thermique $\Phi(W)$. Aucun flux thermique n'est produit dans les autres volumes.

Entre 2 volumes sont représentés :

- la résistance de conduction $R(K/W)$, et/ou
- la température spécifique du débit $T_s(K/W)$

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

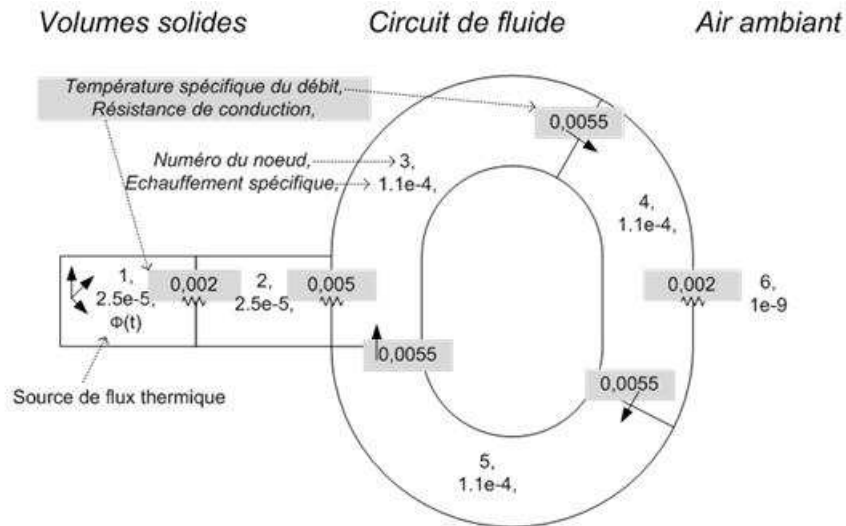


Figure 5-11. Schéma thermique à 6 volumes considéré pour l'exemple

Le flux thermique du volume 1 correspond aux pertes Joules calculées pour le moteur de référence, sur le parcours du tramway. Le pas de temps, utile pour calculer l'échauffement spécifique, est de 0,2(s). La température initiale est prise partout égale à 40°C. Les autres données nécessaires à la simulation sont toutes visibles sur la Figure 5-11. Ces données sont calculées sur la base des volumes, débits et propriétés de matériaux listés dans le Tableau 5-6 et le Tableau 5-7, choisis arbitrairement. La valeur très faible donnée à l'échauffement spécifique de l'air ambiant a pour but de fixer la température de l'air ambiant à une valeur constante.

Tableau 5-6. Données des 6 volumes (sur fond blanc, les données utiles à la simulation)

Numéro du nœud x	1	2	3	4	5	6
Capacité thermique volumique $C_v(J/m^3/K)$	8000000	8000000	1800000	1800000	1800000	
Volume $V(m^3)$	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	
Echauffement spécifique pour 0,2(s) $E_s(K/W)$	$2.5 \cdot 10^{-5}$	$2.5 \cdot 10^{-5}$	$1.1 \cdot 10^{-4}$	$1.1 \cdot 10^{-4}$	$1.1 \cdot 10^{-4}$	$1 \cdot 10^{-9}$
Température initiale $T_0(^{\circ}C)$	40	40	40	40	40	40
Source de flux thermique $P(W)$	$P_j(t)$					

Tableau 5-7. Liens entre les volumes

x	1	2	3	4	5	6
x'	2	3	4	5	3	6
Résistance de conduction $R(K/W)$	0,001	0,005				0,002
Débit de fluide $Q(m^3/s)$			0,0001	0,0001	0,0001	
Capacité thermique volumique du fluide échangé $C_v(J/m^3/K)$			1800000	1800000	1800000	
Température spécifique du débit $T_s(K/W)$			0,0055	0,0055	0,0055	

Les données (lignes sur fond blanc) des tableaux permettent d'écrire les coefficients numériques d'un système de 12 équations à 12 inconnues, donné en Figure 5-12. Les 12 inconnues sont les températures des 6 volumes à l'instant suivant, ainsi que les valeurs moyennes des flux échangés dans les 6 zones d'échange définies. Les 12 équations imposent le respect des lois de la thermique. Ces lois de la thermique sont de trois sortes, décrites ci-dessous.

- Aux bornes d'une résistance de conduction, la différence de température est égale au produit de cette résistance par le flux thermique (5.19).

$$T(x,t) - T(x',t) = R(x,x') \cdot \phi(x,x',t) \quad \forall t \tag{5.19}$$

- Le flux thermique dû à un déplacement de matière est proportionnel à la température absolue de cette matière. Si x' absorbe de la matière en provenance de x, cette loi s'écrit (5.20).

$$\begin{aligned} \phi(x,x',t) &= \dot{C}(x,x') \cdot T(x,t) \quad \forall t \\ \text{soit :} & \\ T(x,t) &= T_s(x,x') \cdot \phi(x,x',t) \quad \forall t \end{aligned} \tag{5.20}$$

- L'élévation de température est égale à l'énergie absorbée par le volume divisée par sa capacité thermique C. L'équation (5.21) fait intervenir le flux moyen produit à l'intérieur du volume (cas du volume 1) et la somme des flux entrant ou sortant échangés avec les volumes voisins, en valeur moyenne, au cours de l'intervalle de temps considéré. La notation est allégée pour simplifier la lecture.

$$\begin{aligned} T(x,t + \Delta t) &= T(x,t) + \frac{\Delta t}{C(x)} \cdot \left(\bar{\Phi}(x) + \sum_{x'} \bar{\phi}(x,x') \right) \\ \text{soit :} & \\ T(x,t + \Delta t) &= T(x,t) + E_s(x) \cdot \left(\bar{\Phi}(x) + \sum_{x'} \bar{\phi}(x,x') \right) \end{aligned} \tag{5.21}$$

où :

- $\Phi(x)$ est le flux crée (pertes) au sein du volume x
- $\Phi(x,x')$ est le flux passant du volume x au volume x'

1	0	0	0	0	0	2,50E-05	0	0	0	0	0	0	T(1,t+Δt)	T(1,t)+2,50E-05Φ(t)
0	1	0	0	0	0	-2,50E-05	2,50E-05	0	0	0	0	0	T(2,t+Δt)	T(2,t)
0	0	1	0	0	0	0	-0,00011	0	0,00011	0	-0,00011	0	T(3,t+Δt)	T(3,t)
0	0	0	1	0	0	0	0	0,00011	-0,00011	0,00011	0	0	T(4,t+Δt)	T(4,t)
0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	-0,00011	0,00011	0	T(5,t+Δt)	T(5,t)
0	0	0	0	0	1	0	0	-1,00E-09	0	0	0	0	T(6,t+Δt)	T(6,t)
1	-1	0	0	0	0	-0,001	0	0	0	0	0	0	Φ(1,2)	0
0	1	-1	0	0	0	0	-0,005	0	0	0	0	0	Φ(2,3)	0
0	0	0	1	0	-1	0	0	-0,002	0	0	0	0	Φ(4,6)	0
0	0	1	0	0	0	0	0	0	-0,0055	0	0	0	Φ(3,4)	0
0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	-0,0055	0	0	Φ(4,5)	0
0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	-0,0055	0	Φ(5,3)	0

Figure 5-12. Système d'équations correspondant au système de la Figure 5-11

L'inversion de la matrice de la Figure 5-12 donne une expression de la température à un instant donné, à partir de la température à l'instant précédent. Le profil des températures en fonction du temps peut donc être calculé itérativement à partir d'un instant initial où les températures sont fixées. Le

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

nombre d'itérations est égal à la longueur du vecteur définissant le flux thermique source en fonction du temps. Dans l'exemple, le flux thermique source considéré correspond aux pertes Joule calculées précédemment.

Etant donné que la matrice peut être inversée une fois pour toute, chaque itération consiste simplement en un produit matriciel. La résolution est donc rapide, de l'ordre de $1/10(s)$ pour un vecteur de pertes de 10000 éléments environ. Les profils de température calculés dans les 6 volumes sont donnés sur la Figure 5-13. Les valeurs de pertes considérées sont celles de la Figure 5-10.

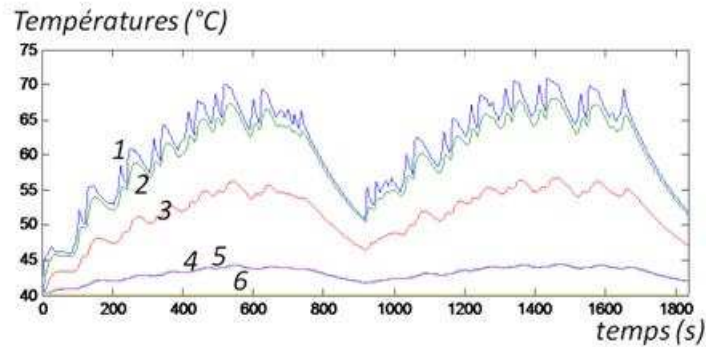


Figure 5-13. Profil des températures en fonction du temps pour l'exemple à 6 volumes

5.6 Simulation thermique temporelle du système à l'étude

5.6.1 Discrétisation du radiateur

La température de chaque fluide dans le volume du radiateur est variable selon deux directions. Par contre la température d'un même fluide peut être considérée invariante selon la troisième direction, sous-réserve d'une répartition homogène des débits. Pour cette raison la discrétisation en volumes finis de la Figure 5-14 est faite selon deux directions, parallèles aux sens d'écoulement des fluides. On définit nbr_1 le nombre d'éléments selon la hauteur du fluide 1 (huile) et nbr_2 le nombre d'éléments selon la hauteur du fluide 2 (air).

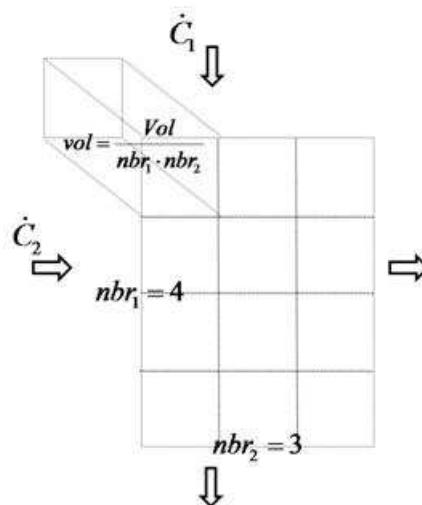


Figure 5-14. Discrétisation du radiateur

Chaque élément de volume ainsi défini du radiateur comporte un volume de liquide chaud 1 à refroidir et un volume d'air froid 2 pour le refroidir. Pour chaque élément de volume on définit donc 2 volumes de fluide. Les fluides chaud et froid se simulent par deux réseaux distincts, liés entre eux par

le coefficient d'échange élémentaire. Une proposition de numérotation de ces volumes est donnée en Figure 5-15. La proportion de volumes chaud et froid contenus dans un élément de volume du radiateur est donnée dans la Figure 5-15. La quantité de fluide par élément de volume est utile dans le but de connaître la capacité thermique, pour simuler les transitoires.

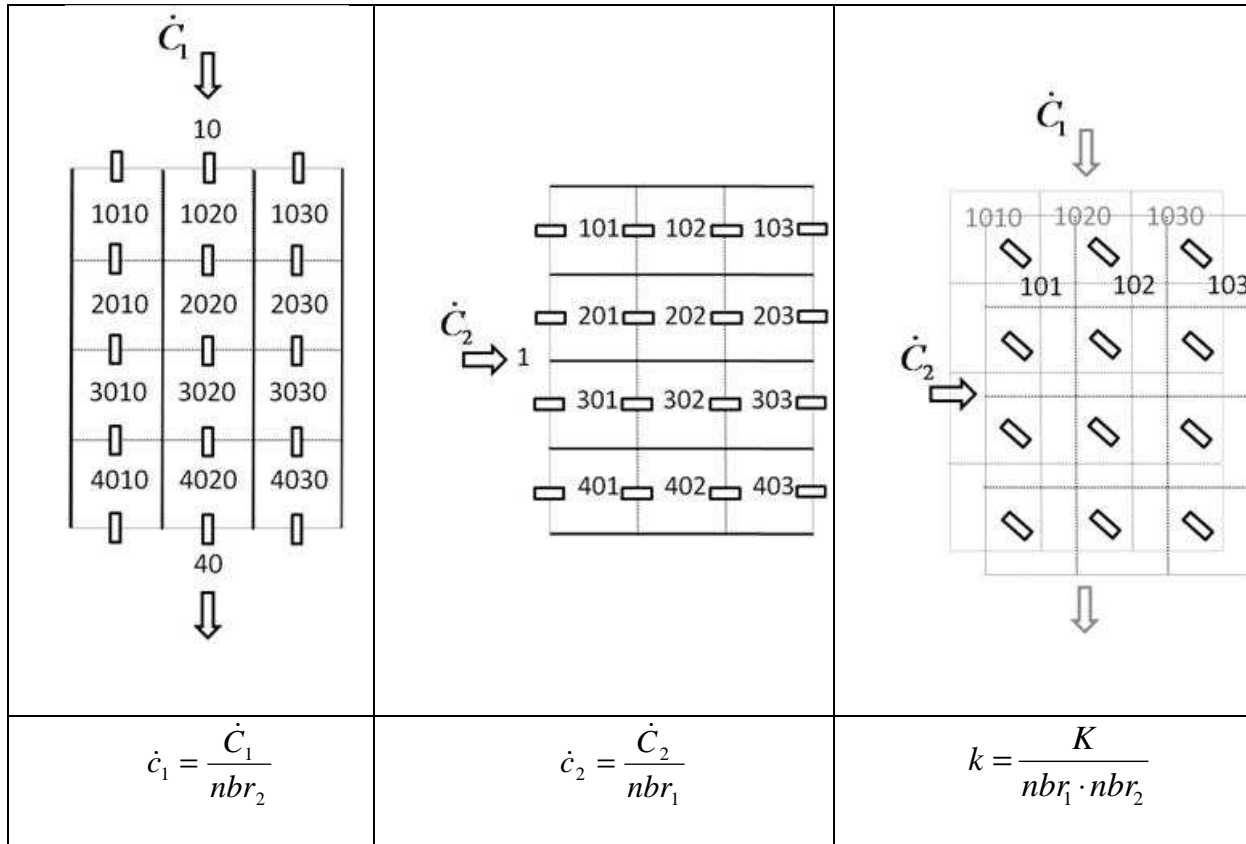


Figure 5-15. Aperçu des volumes fins, conductances liant ces volumes

Les débits de capacités thermique élémentaires sont liés au nombre des veines fluides selon la discrétisation, et aux débits globaux respectifs. Le coefficient d'échange correspond au coefficient d'échange global divisé par le nombre d'éléments.

Le circuit liquide est bouclé alors que l'air est en circuit ouvert. Concernant l'air, le volume d'entrée est aussi le volume de sortie, et représente l'air ambiant. Il est de capacité thermique infinie, ce qui fixe sa température à la valeur initiale, correspondant à la température ambiante. Concernant le liquide, le nœud 10 de la Figure 5-15 correspond au collecteur d'entrée, le nœud 40 au collecteur de sortie. Pour que le liquide forme un circuit fermé, il faut qu'un certain nombre de volumes non représentés forment un lien rétroactif de 40 vers 10. C'est dans cette partie que s'insèrent les volumes définissant le moteur et dans lesquels se trouvent les pertes du moteur.

Pour le radiateur de référence de $300(W/K)$, le tableau donne les caractéristiques des volumes issus de la discrétisation. Le tableau donne les liens entre ces volumes. Les données utiles à la simulation sont sur fond blanc. *L'échauffement spécifique* de l'air ambiant est fixé à une valeur suffisamment faible pour que sa température reste constante visuellement, sur les courbes de températures obtenues. Le Tableau 5-9 donne les liens entre ces volumes.

Dans le Tableau 5-8, ainsi que dans tout ce qui suit, la température initiale est fixée à une valeur élevée : $110(^{\circ}C)$, à l'exception de l'air ambiant à $40(^{\circ}C)$. En effet, il s'agit de vérifier que le tramway

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

est capable de répéter le parcours. Si la température finale obtenue est inférieure à $110(^{\circ}\text{C})$, alors le tramway pourra répéter ses allées-venues sans que la température dépasse les valeurs calculées.

Tableau 5-8. Propriétés des volumes internes au radiateur

Numéro du nœud x	1010 (huile)	101 (air)	1 (air ambiant)
Capacité thermique volumique $C_v(J/m^3/K)$	1800000	1000	
Volume $V(m^3)$	$2.9^{\circ}-5$	$1.6^{\circ}-4$	
Echauffement spécifique pour 0,2(s) $E_s(K/W)$	0.0038	1.2	$1^{\circ}-9$ (négligeable)
Température initiale $T_0(^{\circ}\text{C})$	110	110	40
Source de flux thermique $P(W)$	0	0	0

Tableau 5-9. Liens entre les volumes du radiateur

x	1010 (huile)	101 (air)	1010 (huile)
x'	2010 (huile)	102 (air)	101 (air)
Conductance $k(W/K)$			62
Résistance de conduction $r(K/W)$			0.016
Débit de capacité $c(W/K)$	260	111	
Température spécifique du débit $T_s(K/W)$	0.0038	0.0089	

5.6.2 Schéma du système complet

Une schématisation du problème thermique du système *moteur+radiateur* est donnée sur la Figure 5-16. Concernant le moteur, les hypothèses sont les mêmes que pour le calcul en régime permanent. En particulier il faut noter l'absence de lien entre le cuivre et le fer, entre le fer et l'air entourant la machine. Le fer est divisé en 4 tronçons dans le sens d'écoulement de l'huile, pour tenir compte de l'échauffement de l'huile. Le volume d'huile dans la zone des têtes de bobines est calculé approximativement. Il n'est pas tenu compte d'un volume supplémentaire dans les tuyaux qui relient le moteur au radiateur. En effet, en l'absence d'information sur ces longueurs, le cas le plus défavorable vis-à-vis de l'inertie du système consiste dans le cas où cette longueur est nulle.

La Figure 5-16 fait apparaître les sources de flux thermique, le numéro des nœuds avec l'échauffement spécifique, les résistances thermiques et températures spécifiques de débit. Ces grandeurs sont données en (K/kW) . Des éléments de calcul des valeurs numériques de la Figure 5-16 sont donnés dans le Tableau 5-10, concernant la zone du moteur.

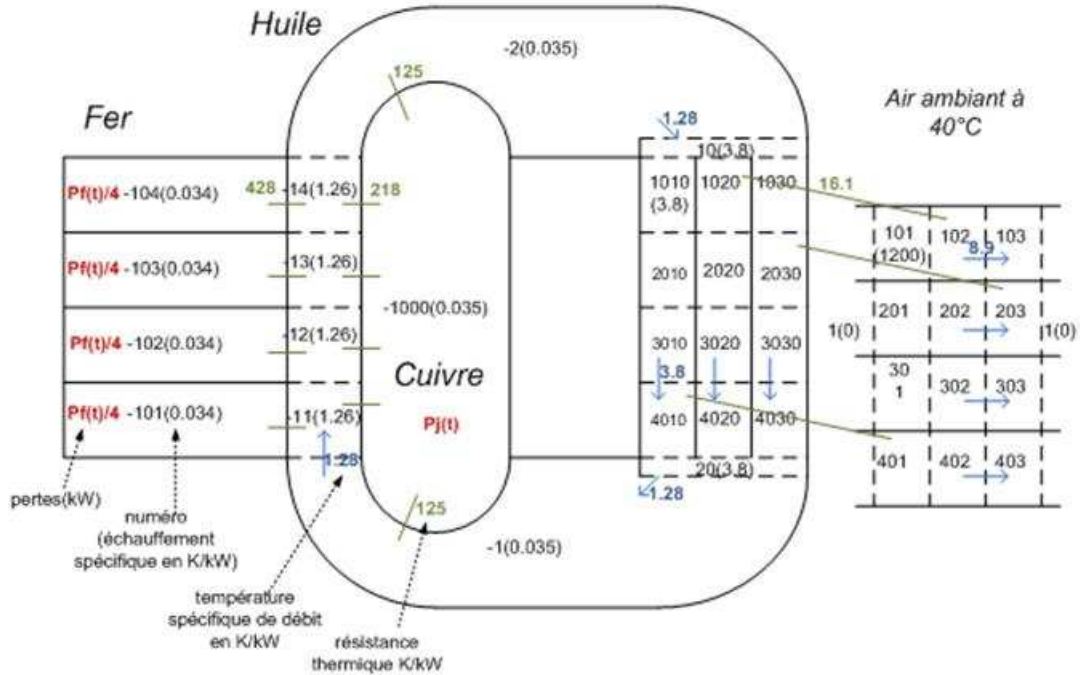


Figure 5-16. Schéma de simulation du système moteur+radiateur

Tableau 5-10. Propriétés des volumes du moteur

Numéro du nœud x	-1000 (cuivre)	-1, -2 (huile)	-11 à -14 (huile)	-101 à -104 (fer)
Capacité thermique volumique $C_v(J/m^3/K)$	4000000	1800000	1800000	4000000
Volume $V(m^3)$	0.0014	0.0030	0.0004	0.0041/4
Echauffement spécifique pour 0,2(s) $E_s(K/W)$	$0.0035 \cdot 10^{-3}$	$0.0035 \cdot 10^{-3}$	$1.26 \cdot 10^{-3}$	$0.034 \cdot 10^{-3}$
Température initiale $T_0(^{\circ}C)$	110	110	110	110
Source de flux thermique $P(W)$	$P_j(t)$	0	0	$P_f(t)/4$

5.6.3 Résultats sur le système de référence

Les températures obtenues au cours du temps sont données en Figure 5-17, pour le cuivre et le fer. Concernant le cuivre, la courbe montre que la température atteinte au terme de l'aller, au temps $950(s)$ est identique à la température au terme de l'aller-retour au temps $1800(s)$. Par conséquent, le maximum de la courbe entre $950(s)$ et $1800(s)$ donne la température maximale atteinte si le tramway fonctionne continûment.

Cette valeur est autour de $120(^{\circ}C)$. Cette valeur se situe dans la partie basse de la fourchette [$96^{\circ}C$, $375^{\circ}C$] donnée par le calcul en régime permanent. Visuellement, la courbe de la température au cours du retour du tramway, entre $950(s)$ et $1800(s)$, fait apparaître l'écart entre la température moyenne et la température maximale.

Concernant le fer, la température initiale de $110(^{\circ}C)$ n'est pas suffisante pour que la température se stabilise, en valeur moyenne sur la durée d'un parcours, comme c'est le cas pour le cuivre. Pour réaliser cette condition, il faudrait donc simuler plusieurs allers-retours. Visuellement, il ressort que l'inertie du

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

fer filtre davantage les variations du flux thermique source. D'autre part, l'écart entre les températures minimales et maximales est de $20(^{\circ}\text{C})$ sur chaque aller. Cela laisse penser que la température maximale ne pourra pas dépasser $174(^{\circ}\text{C})$, la valeur moyenne ayant été calculée à $164(^{\circ}\text{C})$ en régime permanent.

Pour le système de référence, une conclusion de cette simulation est que les valeurs maximales de pertes ne déterminent pas la température, le système ayant une grande inertie. Cette température est approchée par les pertes moyennes. Dans le cas du cuivre, la température varie cependant dans une fourchette de $50(^{\circ}\text{C})$ autour de cette valeur moyenne. La connaissance de cette valeur moyenne n'est donc pas suffisante. Ces conclusions sont valables pour le système de référence.

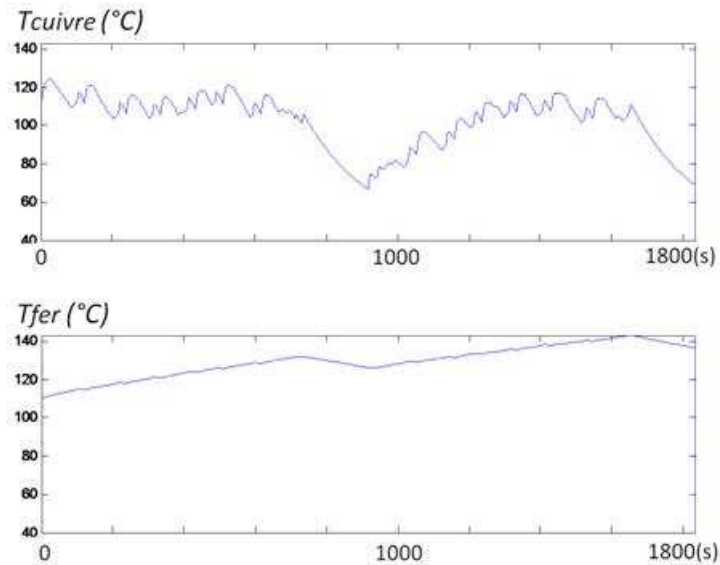


Figure 5-17. Températures dans le cuivre et dans le fer au cours du temps, pour le cas de référence

5.7 Conclusion

Dans ce chapitre, un modèle de dimensionnement de refroidisseur a été établi. Cette modélisation n'est pas très favorable du point de vue de la masse. En effet, le refroidisseur du commerce paraît lourd par opposition à un système embarqué éventuellement mieux intégré et plus léger, à l'image d'un radiateur d'automobile.

La simulation thermique temporelle proposée est bien adaptée à l'optimisation, car très rapide. Cette rapidité s'explique par la simplicité de cette simulation. Au cours de cette simulation, l'état du système à un instant donné (températures et flux de chaleur) est une fonction linéaire de son état à l'instant précédent. Cette fonction est de plus invariante, à moins de considérer des résistances thermiques non linéaires ou des capacités thermiques des fluides qui changent. Ainsi, l'état du système peut être reconstitué itérativement à partir de l'instant initial, sans consommation de temps significative. Par suite, il est possible de simuler un grand nombre d'aller-retour du tramway. Le concepteur peut ainsi voir l'oscillation de la température autour du régime permanent moyen.

La difficulté concerne en fait les hypothèses sur la direction des flux de chaleur, l'identification des coefficients d'échange avec le fluide de refroidissement, l'estimation des résistances de contact, les gradients de températures à l'intérieur des éléments. Un modèle exact nécessiterait un grand nombre de

volumes finis. Les résistances thermiques devraient être validées. Le modèle développé a été établi avec des hypothèses plutôt défavorables de façon à s'assurer que les solutions seront faisables.

Le refroidissement du rotor est aussi un enjeu pour les moteurs à grande vitesse. Les pertes massiques par hystérésis et par courants de *Foucault* augmentent avec la fréquence. La rotation du rotor empêche a priori un refroidissement liquide dans cette partie. Les machines à aimants doivent être fermées. Le refroidissement implique donc un circuit d'air avec une résistance thermique importante. Le refroidissement du rotor mériterait d'être investigué.

6 Conception optimale et solution proposée

6.1 Introduction

Le modèle décrit dans les chapitres 4 et 5 calcule différents critères de performance d'une chaîne de traction appliquée à un parcours de métro existant. Les données d'entrées concernent principalement le rapport de réduction et la géométrie du moteur.

Les entrées du modèle du chapitre 4 sont pratiques pour simuler des machines existantes. Pour l'optimisation, il est plus pratique de réduire le nombre de variables en réalisant un modèle *inversé*. Les relations permettant de reconstruire la géométrie, sur la base de ces variables, sont données dans ce chapitre. Pour le calcul des critères les modèles des chapitre 4 et 5 seront utilisés ensuite.

Le modèle *inversé* est nécessaire à l'optimisation. Les variables du modèle *inversé* sont peu liées les unes aux autres. La modification de la valeur donnée à une seule de ces variables a des conséquences prédictibles sur les sorties. Au contraire, en utilisant directement le modèle de simulation des chapitres 4 et 5, la modification d'une entrée (typiquement une dimension en (m)) devrait s'accompagner de la modification de plusieurs autres entrées pour que le modèle reste cohérent (par exemple pour qu'il n'y ait pas de rayon intérieur plus grand que des rayons extérieurs). La formulation du problème d'optimisation serait alourdie d'un nombre potentiellement important de contraintes. Une proposition de variables d'optimisation (entrées du modèle inversé) est donnée en partie 6.2.

En ce qui concerne les choix de bobinage, les possibilités permises par le modèle du chapitre 4 paraissent trop nombreuses pour une investigation systématique. Sur la base de la littérature, un petit nombre de structures avantageuses est conservé. Le choix de ce nombre restreint de structures est décrit en partie 6.5.

En vue de l'optimisation, il est important d'acquérir une bonne compréhension des phénomènes impliqués. En partie 6.6, une méthode d'analyse du modèle est présentée. La variation des critères est regardée relativement à la variation d'une seule variable, toutes les autres étant fixées à des valeurs intermédiaires. Cette méthode ne permet pas de trouver des optimums, mais permet une discussion sur l'impact de chaque variable et une analyse du modèle.

L'optimisation algorithmique réalisée consiste plus précisément en une série d'optimisations. L'objet est de regarder comment évolue la masse du système lorsque le rapport de réduction est augmenté. Pour différentes valeurs fixées du rapport de réduction, l'optimisation est utilisée pour trouver la solution optimale, en termes de masse, correspondant à ce rapport de réduction.

6.2 Entrées du modèle de dimensionnement

Le modèle de dimensionnement permet de substituer, à 5 entrées du modèle de simulation, 5 nouvelles entrées. Les nouvelles entrées sont moins liées les unes aux autres. Elles ont aussi l'avantage d'être plus facile à fixer par le concepteur. Les autres entrées sont communes aux deux modèles, selon le schéma de la Figure 6-1.

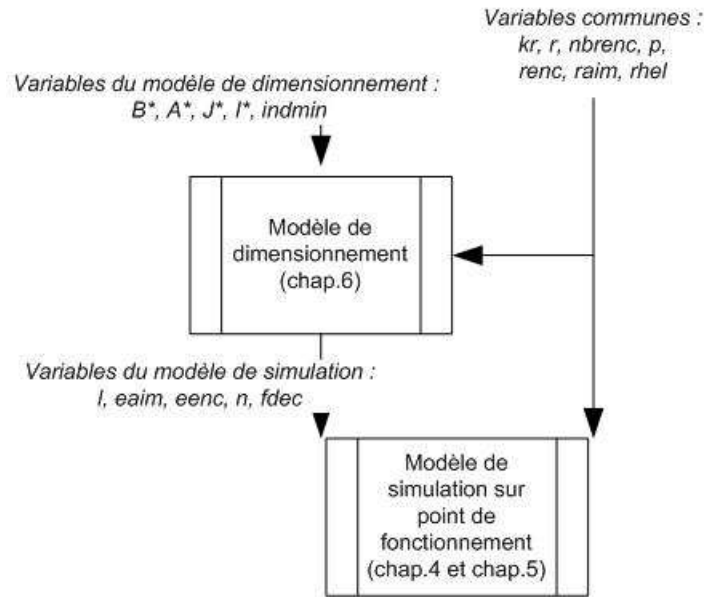


Figure 6-1. Positionnement du modèle de dimensionnement

A travers le modèle de dimensionnement, les hauteurs d'aimants $eaim$ et d'encoches $eenc$ sont remplacés par les grandeurs B^* , A^* et J^* . La première, B^* , représente l'amplitude du fondamental de l'induction au milieu de l'entrefer magnétique. A^* est le *courant linéique* qui s'exprime par le produit de la densité maximale de courant par la section totale de cuivre, rapporté au périmètre d'alésage. J^* est la densité de courant dans les conducteurs. Ces grandeurs sont proposées dans [D14]. A^* et J^* permettent de définir une géométrie du stator indépendante de la taille de la machine.

Les ordres de grandeurs des valeurs que peuvent prendre ces grandeurs sont connus. B^* ne doit pas dépasser $1(T)$; le courant par unité de longueur ne peut pas dépasser $200000(A/m)$ à moins d'utiliser des encoches très profondes ou des densités de courant très élevées ; la densité de courant est limitée par la thermique. Sa valeur maximale est très dépendante de la technologie du bobinage et du refroidissement utilisé. Les valeurs du Tableau 6-1 sont en ordre de grandeur.

Tableau 6-1. Ordre de grandeur des valeurs maximales de B_a , A , J

Grandeur	Description	Valeur maximale en ordre de grandeur
B^*	Induction dans l'entrefer	$1(T)$
A^*	Courant linéique	$200000(A/m)$
J^*	Densité de courant	$1000000(A/m^2)$

Les autres entrées propres au modèle de dimensionnement sont :

- Le courant de phase souhaité I^* qui fixe le nombre de spires. La tension de bus considérée est toujours de $800VDC$.
- L'indice de modulation minimum (à vitesse maximale) $indmin$ qui fixe la fréquence de découpe.

Les autres entrées sont partagées par les deux modèles. Les relations du modèle sont données ci-après. Un préalable nécessaire est l'expression du couple moyen produit en fonction de B^* et A^* . Cette expression est donnée dans la partie suivante.

6.3 Expression du couple moyen

6.3.1 Expression du couple d'après les amplitudes de B_a , N et I

Dans cette partie est exprimé le couple moyen produit en fonction de B^* et de A^* . Cette expression est obtenue à partir des relations précédemment établies. La première étape consiste à exprimer le couple à partir des amplitudes respectives de l'induction dans l'entrefer, de la fonction de bobinage et du courant de phase.

Le flux instantané pour une position du rotor donnée θ_e s'écrit (6).

$$\psi_{ae}(\theta_e, phase) = r_m \cdot l \cdot \int_0^{2\pi} B_a(\theta_e, \gamma) \cdot N'(phase, \gamma) \cdot d\gamma \quad (6.1)$$

Pour des formes sinusoïdales de B_a et de N , l'amplitude de Ψ_{ae} est donnée par (6.2). La valeur fondamentale de B_a est exprimée au niveau du rayon d'alésage.

$$\hat{\psi}_{ae} = \frac{1}{2} \cdot S \cdot \hat{B}_a \cdot \hat{N} \quad (6.2)$$

avec $S = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot l$: surface d'alésage

Dans ce qui suit, il est supposé que l'équation (6.2) donne le fondamental du flux à vide, à partir des valeurs fondamentales de B_a et N , y compris si les formes de B_a et N dans l'espace ne sont pas sinusoïdales. Cette hypothèse est vérifiable par le modèle de simulation.

Le couple instantané produit au moteur s'écrit (6.3).

$$C(\theta_e) = \sum_{phase=1}^3 I(\theta_e, phase) \cdot \frac{d\psi_{ae}}{d\theta}(\theta_e, phase) \quad (6.3)$$

Pour une machine triphasée à courants sinus, le couple moyen produit est donné en (6.4), à partir des valeurs fondamentales des flux et courants, et du nombre de paires de pôles.

$$\begin{aligned} \bar{C} &= \frac{3}{2} \cdot p \cdot \hat{\psi}_{ae} \cdot \hat{I} \\ &= \frac{3}{2} \cdot p \cdot \frac{1}{2} \cdot S \cdot \hat{B}_a \cdot \hat{N} \cdot \hat{I} \\ &= \frac{3}{2} \cdot p \cdot \frac{1}{2} \cdot S \cdot B^* \cdot \hat{N} \cdot \hat{I} \end{aligned} \quad (6.4)$$

N et I peuvent être remplacés par leurs expressions en fonction des caractéristiques de la machine et de la densité de courant maximale autorisée. De cette façon est obtenue une expression du couple maximal possible avec la machine.

6.3.2 Expression de l'amplitude de N

Le fondamental de N peut s'exprimer à partir du coefficient de bobinage k_{bob} . Une définition du coefficient de bobinage est le ratio entre le fondamental de la fonction de bobinage et le fondamental qui serait réalisé par une machine répartie à l encoche par pôle et par phase ayant le même nombre de spires.

Plutôt qu'un nombre de spires, le choix a été fait, au chapitre 4, de se rapporter au nombre total de conducteurs visibles sur une coupe de la machine. Si le bobinage comporte plusieurs voies en parallèle, il faut diviser le nombre total par le nombre de voies pour considérer un nombre total équivalent n . Pour un bobinage triphasé réparti à 1 encoche par pôle et par phase, et 2 conducteurs par encoche, le nombre total de conducteurs est $12.p$. Pour ce bobinage, la fonction N est un signal carré d'amplitude 1 et la valeur de son fondamental est $4/\pi$ (Tableau 6-2).

Tableau 6-2. Pour l'explication de l'expression du fondamental de N

	Machine répartie à une encoche par pôle et par phase (k _{bob} =1)	Machine quelconque (k _{bob} <1)
Nombre de conducteurs	12.p	n
Fondamental	4/π	N

Ces considérations permettent, pour un bobinage triphasé quelconque, d'exprimer le fondamental de N en fonction du nombre de conducteurs équivalent n et du coefficient de bobinage k_{bob} (6.5).

$$\hat{N} = \frac{n}{12 \cdot p} \cdot \frac{4}{\pi} \cdot k_{bob} \quad (6.5)$$

6.3.3 Expression de l'amplitude de I

Une expression évidente de I en fonction de la surface de cuivre, de la densité maximale de courant et du nombre de conducteurs équivalents est donnée en (6.6).

$$\hat{I} = \frac{J^* \cdot S_{cu}}{n} \quad (6.6)$$

6.3.4 Expression du couple en fonction de l'induction dans l'entrefer et du courant linéique

En remplaçant N et I par leurs expressions dans (6.4), l'expression du couple moyen devient (6.7).

$$\bar{C} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{1}{2} \cdot k_{bob} \cdot S \cdot B^* \cdot S_{cu} \cdot J^* \quad (6.7)$$

Le nombre de paires de pôles p et le nombre de conducteurs n ont disparu de l'expression du couple. Cette expression est intéressante car elle fait intervenir des grandeurs analogues respectivement magnétique et électrique : surface d'entrefer et densité de flux, surface de cuivre et densité de courant. D'autre part, elle fait apparaître l'énergie convertie sur un tour du rotor. Cependant, cette expression est peu pratique pour le concepteur car les 2 surfaces sont encore liées entre elles par le rayon du rotor.

Conformément à la définition donnée ci-dessus, le *courant linéique* s'écrit (6.8).

$$A^* = \frac{S_{cu} \cdot J^*}{2 \cdot \pi \cdot r} \quad (6.8)$$

Il vient que le couple moyen s'écrit aussi (6.9).

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

$$\bar{C} = \pi \cdot r^2 \cdot l \cdot k_{bob} \cdot B^* \cdot A^* \quad (6.9)$$

La relation (6.9) exprime que le couple moyen produit est proportionnel au volume d'alésage. Exprimé à la roue avec un coefficient de réduction k_r , et en tenant compte en plus de coefficient de foisonnement des tôles k_f , le couple moyen produit s'écrit (6.10).

$$\bar{C}_r = k_r \cdot k_f \cdot k_{bob} \cdot \pi \cdot r^2 \cdot l \cdot B^* \cdot A^* \quad (6.10)$$

Dans le modèle de dimensionnement, B^* et A^* sont imposés en entrée. La relation (6.10) est utilisée pour retrouver la longueur l nécessaire pour obtenir le couple à la roue souhaité de $10000(N.m)$. Le modèle de dimensionnement est décrit dans la partie suivante.

6.4 Modèle de dimensionnement

6.4.1 Section de cuivre et profondeur d'encoche

La section de cuivre S_{cu} nécessaire pour obtenir un courant linéique A^* fixé en respectant une densité de courant J^* fixée s'écrit (6.11).

$$S_{cu} = \frac{A^*}{J^*} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \quad (6.11)$$

Une expression a été établie pour calculer la profondeur d'encoche e_{enc} qui permet de disposer d'une section totale S_{cu} . Cette expression prend en compte la géométrie particulière des encoches, l'épaisseur de l'isolant masse, le coefficient de remplissage de la zone occupée par le cuivre. Cette expression n'intègre pas la variabilité du coefficient de remplissage avec le nombre de conducteurs. Cette expression est complexe et n'est pas reportée ici.

Cette expression est très spécifique au modèle développé. Pour une plus grande adaptabilité de la méthode, une méthode numérique pourrait être utilisée avec profit, à partir du calcul des sections décrit au chapitre 4, pour retrouver la profondeur d'encoche adaptée, à l'image de ce qui est fait pour retrouver l'épaisseur d'aimant en partie 6.4.3.

6.4.2 Coefficient de bobinage

L'équation (6.5) donne une façon numérique de calculer le coefficient de bobinage. La procédure est la suivante :

- Fixer le nombre équivalent de conducteurs à :

$$n = \frac{12 \cdot p}{\frac{4}{\pi}} \quad (6.12)$$

- Calculer numériquement la fonction $N(I, \gamma)$ correspondant à ce nombre n de conducteurs, par exemple pour la première phase, selon la méthode décrite au chapitre 4.
- Le coefficient de bobinage correspond à l'amplitude de l'harmonique synchrone de $N(I, \gamma)$ trouvée par *fft*. Par harmonique synchrone est entendu l'harmonique de période spatiale égale à celle des aimants. Dans le cas général, la périodicité de N correspond à $\gamma=2\pi$, même si dans le cas de la Figure 6-2, la périodicité de N est $2\pi/p$ comme dans le cas habituel des bobinages répartis. Pour cette raison, le fondamental de N désigne ici l'harmonique de période $\gamma=2\pi$.

Pour le cas d'une machine à 6 pôles et 9 encoches, cette méthode est décrite en Figure 6-2.

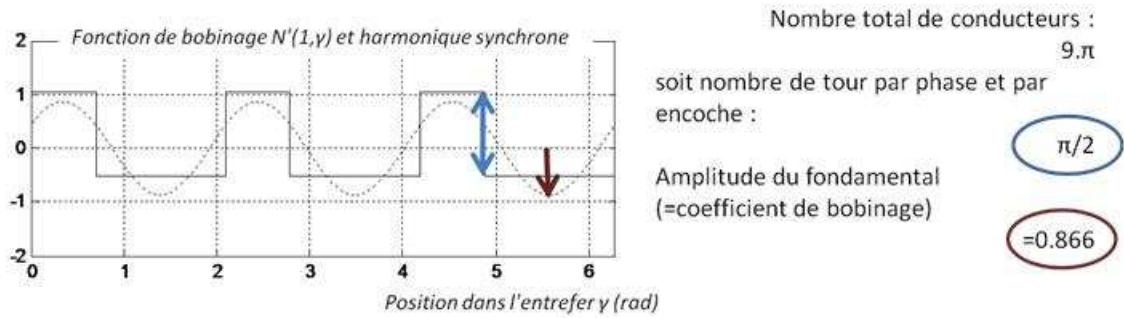


Figure 6-2. Calcul du coefficient de bobinage pour une machine à 6 pôles et 9 encoches

6.4.3 Epaisseur d'aimant et coefficient de courbure

L'épaisseur d'aimant doit être fixée de façon à obtenir le fondamental B^* souhaité. Le problème de la détermination de cette épaisseur est compliqué, car il faut prendre en compte la largeur de l'aimant, le décalage axial, l'épaisseur équivalente de l'entrefer restante incluant les encoches.

Le plus simple est d'utiliser une méthode numérique utilisant les procédures décrites au chapitre 4, conformément au schéma de la

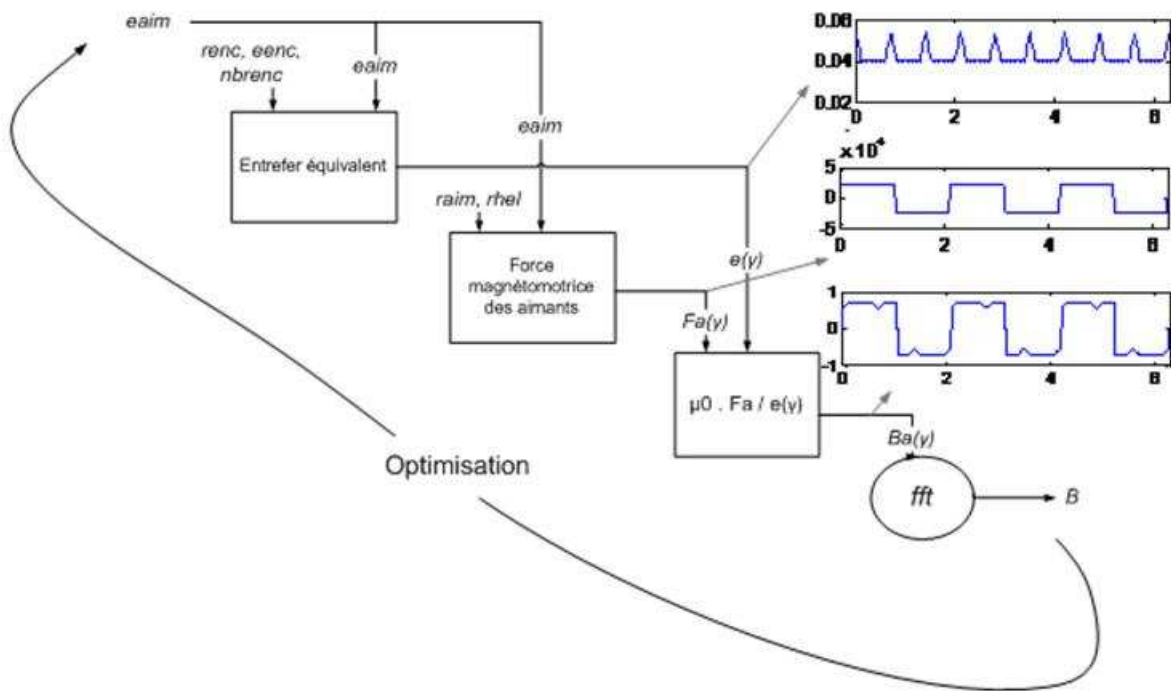


Figure 6-3. En pratique, un algorithme d'optimisation est utilisé pour trouver l'épaisseur e_{aim} qui minimise l'écart entre la valeur calculée de l'induction et la valeur souhaitée.

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

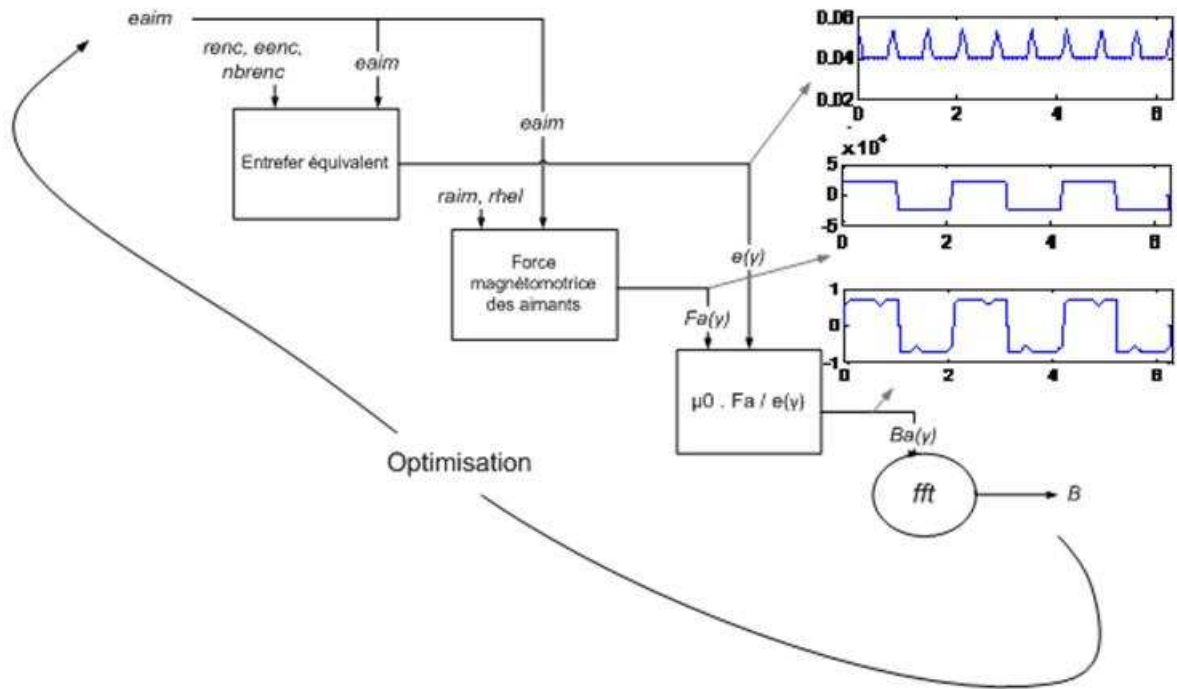


Figure 6-3. Schéma du problème pour calculer l'épaisseur d'aimant

Une fois l'épaisseur d'aimant correcte obtenue, l'épaisseur d'entrefer équivalente $e(\gamma)$ est connue, et par suite sa valeur moyenne le long du périmètre. Le rayon moyen de l'entrefer magnétique r_m est exprimé en (6.13)

$$r_m = r - e - eaim + \frac{\overline{e(\gamma)}}{2} \quad (6.13)$$

6.4.4 Longueur d'empilage du fer

La longueur d'empilage du fer est calculable d'après (6.10) une fois que le coefficient de bobinage a été identifié, elle s'écrit (6.14). Le couple moyen C_r à fournir à la roue est $10000(N.m)$.

$$l = \frac{\overline{C}_r}{k \cdot \pi \cdot r^2 \cdot k_f \cdot k_{bob} \cdot B^* \cdot A^*} \quad (6.14)$$

6.4.5 Nombre de conducteurs d'après le courant de phase

Une solution consiste à fixer le nombre de conducteurs d'après le courant de phase I^* souhaité. Le calcul du nombre de conducteur s'exprime en (6.15).

$$n = \frac{\overline{C}_r}{\frac{3}{2} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{3 \cdot \pi} \cdot k_r \cdot k_f \cdot k_{bob} \cdot S \cdot B^* \cdot I^*} \quad (6.15)$$

Le courant de phase doit être fixé en relation avec la tension de bus de $800(V)$ pour que le moteur soit opérationnel sur tout le domaine de fonctionnement. Le nombre de conducteurs calculé avec cette formule a peu de chances d'être un nombre entier. Il doit de plus être divisible par le nombre de couches de la machines. Le nombre réel de conducteurs est seulement une approximation de n .

6.4.6 Fréquence de découpe

Le choix a été fait de travailler avec une fréquence de découpe fixe f_{dec} . Etant donné que la fréquence électrique augmente avec la vitesse de rotation, le ratio entre la fréquence de découpe et la fréquence électrique, égal au nombre de découpes par période électrique, est minimal à la vitesse maximale de $\Omega_{max\ essieu}=56\ (rad/s)$ à l'essieu. Pour la conception, il est préféré de fixer cet indice $indmin$ plutôt que la fréquence de découpe. De cette façon, le nombre de découpes et la qualité des formes d'ondes est indépendante du rapport de réduction. La fréquence de découpe est retrouvée par (6.16).

$$f_{dec} = indmin \cdot \frac{\Omega_{max\ essieu} \cdot k_r \cdot p}{2 \cdot \pi} \quad (6.16)$$

6.4.7 Epaisseur des culasses

En dernier lieu, l'épaisseur des culasses est fixée par rapport à l'induction souhaitée. L'induction dans le fer est exprimée au chapitre 4. La définition correspondante de l'épaisseur des culasses est donnée en (6.17) en fonction de l'induction $B_{culasse}$ souhaitée.

$$e_{culasse} = \frac{B^*}{\hat{B}_{culasse}} \cdot \frac{r}{p} \quad (6.17)$$

6.5 Structures retenues

6.5.1 Limitation du domaine d'étude

Le domaine d'étude concerne les machines à bobinage sur dents. Le choix est fait de se limiter à un petit nombre de pôles pour garder des fréquences fondamentales raisonnables. Les machines étudiées comportent de 2 à 6 paires de pôles. Cela inclue 10 combinaisons possibles entre le nombre de pôles et le nombre d'encoches. Dans cette partie, ces 10 solutions sont évaluées afin d'éliminer celles qui paraissent moins intéressantes dans tous les cas, selon les critères calculés. Le but est de restreindre le domaine d'étude. Les dimensions géométriques optimales seront recherchées de façon systématique pour les solutions restantes.

6.5.2 Critères de préférences dans la littérature

La littérature sur les bobinages dentaires donne différents critères de préférence pour choisir la topologie la plus adaptée [A9]. La topologie désigne le nombre d'encoches et le nombre de pôles. Les critères peuvent être qualitatifs ou quantitatifs. Ces données consistent en des tableaux avec comme entrées le nombre d'encoches et le nombre de pôles. Les critères que l'on retrouve sont :

- Le coefficient de bobinage k_{bob} qui influe sur le couple moyen que l'on pourra obtenir avec la structure.
- Le couple de détente qui est lié au plus petit commun multiple entre le nombre d'encoches et le nombre de pôles selon [A9]
- Le couple oscillant, lié aux harmoniques dans le flux à vide vu par les phases en fonction du temps.
- Les pertes au rotor qui sont estimées de façon qualitative en fonction de l'amplitude des harmoniques de force magnétomotrice et de leur vitesse et sens de déplacement, direct ou inverse, dans l'espace [A14].
- Les vibrations qui sont aussi estimées de façon qualitative dans les modèles de conception, à partir des formes des forces magnétomotrices.

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

Les pertes et vibrations ne sont pas abordées par le modèle développé au cours de la présente étude. Par suite, la topologie de la machine sera choisie en fonction du coefficient de bobinage et de l'oscillation du couple.

6.5.3 Coefficients de bobinage calculés

Une fois fixés le volume d'alésage et l'amplitude du fondamental de l'induction à vide, le coefficient de bobinage détermine l'amplitude du flux à vide, et par suite, l'amplitude du couple moyen produit pour un courant donné. Les coefficients de bobinage calculés selon la méthode détaillée en 6.4.2 sont donnés dans le Tableau 6-3, pour les différentes topologies étudiées.

Tableau 6-3. Coefficients de bobinage

enc\poles	4	6	8	10	12
6	0,866		0,867		
9		0,866	0,945	0,945	0,867
12			0,866	0,933	
15				0,866	
18					0,866

6.5.4 Critères de préférence sur le couple

A l'inverse du coefficient de bobinage qui est une valeur fixe, l'oscillation du couple est fortement dépendante de la géométrie de la machine. Cette géométrie détermine en particulier la forme du flux à vide qui détermine à son tour l'oscillation du couple (hors couple de détente). La distorsion du flux à vide vu par une phase n'est toutefois pas linéairement proportionnelle à l'oscillation du couple, car cette oscillation dépend des 3 flux et des 3 courants. Pour cette raison, deux critères ont été élaborés.

Ces critères sont calculables lorsque le modèle de simulation (chapitre 4) a été exécuté. Le premier rend compte de l'oscillation du couple pour un courant sinusoïdal en phase avec la tension à vide. Il se calcule par la distorsion de la forme temporelle (6.18), de valeur moyenne unitaire. Il représente l'amplitude de l'oscillation par rapport à la valeur moyenne du couple produit dans le cas du fonctionnement en flux normal.

$$C_1(\theta_e) = \frac{2}{3 \cdot \hat{\Psi}_{ae}} \cdot \left[\sin(\theta_e) \quad \sin\left(\theta_e + \frac{2 \cdot \pi}{3}\right) \quad \sin\left(\theta_e + \frac{4 \cdot \pi}{3}\right) \right] \cdot \begin{bmatrix} \frac{d\psi_{ae}}{d\theta_e}(1, \theta_e) \\ \frac{d\psi_{ae}}{d\theta_e}(2, \theta_e) \\ \frac{d\psi_{ae}}{d\theta_e}(3, \theta_e) \end{bmatrix} \quad (6.18)$$

où : $\hat{\Psi}_{ae}$ est l'amplitude du fondamental de ψ_{ae} (phase, θ_e)

Le second critère rend compte de l'oscillation du couple pour un courant sinusoïdal en avance de phase de 45° sur la tension à vide. Similairement, il se calcule par la distorsion de la forme temporelle (6.19), de valeur moyenne unitaire. Il représente l'amplitude de l'oscillation par rapport à la valeur moyenne du couple produit dans le cas du fonctionnement en défluxage.

$$C_2(\theta_e) = \frac{2 \cdot \sqrt{2}}{3 \cdot \hat{\Psi}_{ae}} \cdot \left[\sin\left(\theta_e + \frac{\pi}{4}\right) \quad \sin\left(\theta_e + \frac{2 \cdot \pi}{3} + \frac{\pi}{4}\right) \quad \sin\left(\theta_e + \frac{4 \cdot \pi}{3} + \frac{\pi}{4}\right) \right] \cdot \begin{bmatrix} \frac{d\psi_{ae}}{d\theta_e}(1, \theta_e) \\ \frac{d\psi_{ae}}{d\theta_e}(2, \theta_e) \\ \frac{d\psi_{ae}}{d\theta_e}(3, \theta_e) \end{bmatrix} \quad (6.19)$$

En pratique la forme des courants n'est pas forcément sinusoïdale, et se trouve aussi affectée par la forme du flux à vide. Pour cette raison, une déformation du flux à vide sera en quelque sorte vue deux fois, et l'oscillation résultante risque d'être plus importante que celle calculée avec les 2 critères, spécialement pour des faibles valeurs du courant. Cependant, les critères offrent une solution pratique pour comparer deux solutions entre elles, du point de vue de l'oscillation du couple.

En plus de ces deux critères, la valeur du couple de détente est calculée selon la méthode décrite au chapitre 4.

6.5.5 Principe de la réduction du domaine d'étude

Pour que la réduction du domaine d'étude soit pertinente, il faut s'assurer que les solutions éliminées auraient été plus défavorables *dans tous les cas*. Cette vérification peut être difficile à mener si le nombre de cas est important. Dans le cas de ce problème, les critères d'oscillation du couple sont principalement liés à 3 variables, les autres variables, B^* , A^* , J^* et I^* , n'intervenant pas :

- *renc* qui détermine la largeur d'encoche rapportée au pas dentaire,
- *raim* qui détermine la largeur de l'aimant rapportée au pas polaire,
- *rhel* qui détermine le décalage axial des aimants sur la longueur du rotor, rapporté au pas polaire.

Le plan d'expériences de la Figure 6-4 est établi pour regarder la sensibilité des critères par rapport à ces 3 variables. Pour chaque variable, deux niveaux sont définis arbitrairement, dans un intervalle large mais raisonnable. Les 10 machines sont évaluées en vue d'un classement, soit un total de 80 évaluations donnant lieu à 240 résultats, puisque 3 critères sont calculés à chaque évaluation.

Plan d'expériences :

raim	rhel	renc
0,8	0,05	0,3
0,8	0,05	0,5
0,8	0,2	0,3
0,8	0,2	0,5
0,99	0,05	0,3
0,99	0,05	0,5
0,99	0,2	0,3
0,99	0,2	0,5

Schéma d'évaluation :

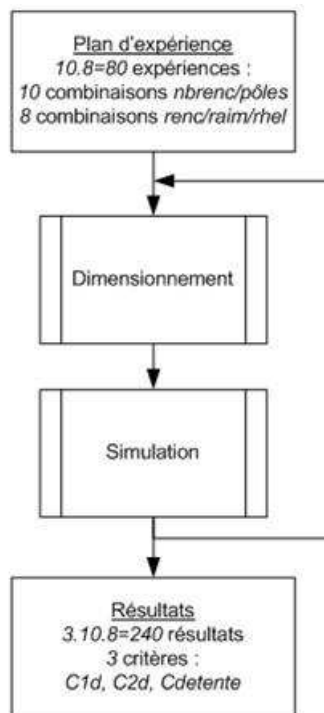


Figure 6-4. Plan d'expérience et schéma d'évaluation des combinaisons

Au final, les résultats consistent en 240 valeurs numériques. Traiter ces données de façon à classer les solutions n'est pas un problème simple. De multiples approches peuvent être suivies, appartenant au domaine des statistiques.

L'idée est de réduire le nombre de machines de 10 à un maximum de 4. La méthode suivie est la suivante. Pour chaque jeu de *renc\raim\rhel*, correspondant à une ligne du tableau, retenir les 4 meilleures machines respectivement aux 3 critères, soit 3 classements distincts. Lorsque tous les jeux de *renc\raim\rhel* ont été simulés, comptabiliser le nombre de fois que chaque machine apparaît dans les classements. La méthode est illustrée par le Tableau 6-4. Une autre méthode aurait par exemple consisté à prendre le rang en compte.

Tableau 6-4. Illustration du traitement d'un jeu de données


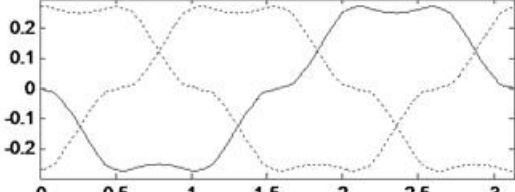
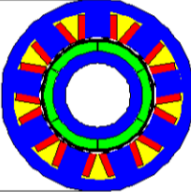
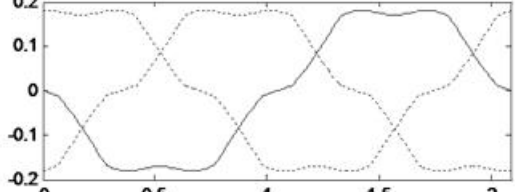
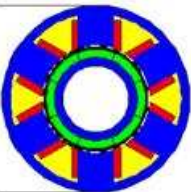
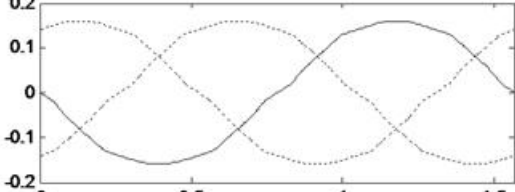
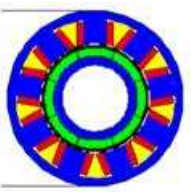
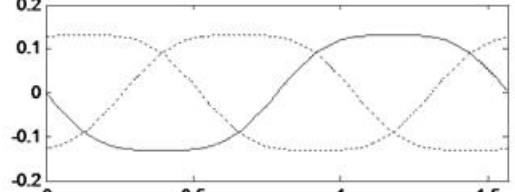
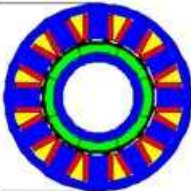
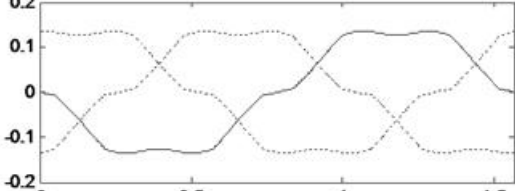
'renc'	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
'raim'	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
'rhel'	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
'pp'	2	3	4	4	4	5	5	5	6	6
'nbrenc'	6	9	6	9	12	9	12	15	9	18
C1d	0,065319	0,075759	0,013357	0,009591	0,045947	0,016304	0,006869	0,069837	0,014674	0,068075
C2d	0,162874	0,139036	0,071518	0,015532	0,17469	0,020364	0,013701	0,140324	0,055246	0,140722
Cdetente	94,54554	2192,937	44,40824	20,9002	91,06188	78,30984	51,66542	2424,254	1116,071	2492,003
rangC1d			3	2			1			4
rangC2d				2		3	1			4
rangCdetente			2	1		4	3			
Bilan	0	0	2	3	0	2	3	0	2	0

Dans la partie haute est reporté le jeu de variables, correspondant à la troisième ligne du tableau de la Figure 6-4. Dans la partie intermédiaire sont reportées les valeurs calculées pour les 3 critères. La partie basse correspond au traitement des données. Les machines sont classées selon chaque critère.

Dans la ligne bilan est comptabilisé le nombre de fois que chaque machine fait partie des 4 meilleures machines. Ce nombre peut valoir 0, 1, 2 ou 3. L'opération est répétée pour les 7 autres jeux de valeur de r_{enc} , r_{aim} , r_{hel} et le bilan final est la somme des bilans intermédiaires. Par suite, le score maximal possible pour une machine est 24.

6.5.6 Machines retenues

Les machines à l'essai sont illustrées par la Figure 6-5, qui présente une coupe de chaque machine et la forme de la tension à vide calculée. La coupe et la forme de tension sont données pour le cas particulier du plan d'expériences correspondant à la dernière ligne du tableau de la Figure 6-4, c'est-à-dire pour $r_{aim}=0.99$, $r_{enc}=0.5$, $r_{hel}=0.2$. La colonne *score* donne le score total obtenu sur l'ensemble du plan d'expérience.

$2.p$	nb_{renc}	Aspect	$\frac{d\psi_{ae}}{d\theta_e}(\theta)$	Score
4	6			3
6	9			2
8	6			13
	9			24
	12			0

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

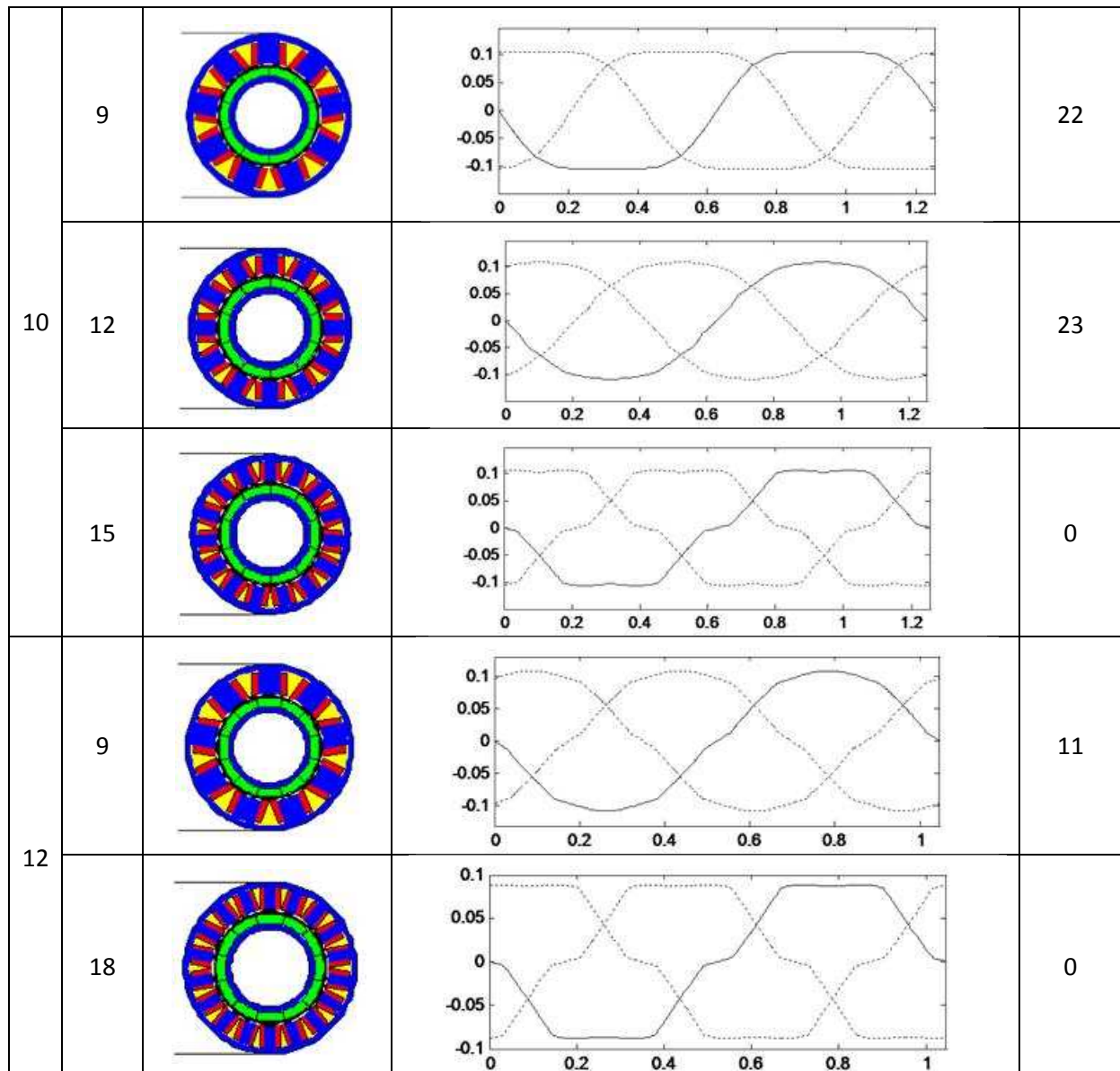


Figure 6-5. Aspect, forme de la tension (pour la dernière ligne du plan d'expérience) et score obtenu par les différentes machines

A la lecture de la Figure 6-5, on constate que les machines qui ont les plus mauvaises propriétés sur l'ensemble du plan d'expériences sont celles qui ont les formes de tension les plus éloignées d'une sinusoïde, sur le jeu de valeur particulier considéré en exemple.

Concernant le couple de détente, on constate qu'il est faible lorsque la périodicité de la fonction de bobinage est distincte de la périodicité de la force magnétomotrice des aimants, ce qui est le cas des machines 8-9, 10-9 et 10-12. Dans ces cas son ordre de grandeur est 1% du couple nominal. Dans les autres cas, il est plus élevé, jusqu'à 20%.

La Figure 6-5 permet d'exclure les machines les moins intéressantes. Les machines à 12 pôles, la 12-9 et la 12-18, se comportent mal sur tout le plan d'expériences, spécialement la 12-18. Qui plus est, leurs coefficients de bobinage sont inférieurs à ceux des 10-9 et 10-12. Par suite, la polarité supérieure risque de ne pas être suffisante pour permettre un gain de masse. Il paraît donc pertinent d'exclure ces machines a priori.

La 10-15 à 15 encoches ne montre aucun intérêt par rapport aux 10-9 et 10-12, aussi bien en termes d'oscillation du couple qu'en terme de coefficient de bobinage. En revanche, les 10-9 et 10-12 sont très proches du point de vue de ces 2 critères. En particulier leur score est presque identique, cela en dépit des formes visuellement plus sinusoïdales de la 10-12. La 10-12 a toutefois l'avantage, non quantifié, d'être probablement moins sensible à l'hypothèse d'absence de flux de court-circuit d'aimant à aimants, en raison de dents plus étroites. D'autre part sa forme de force magnétomotrice ne présente pas d'harmoniques pairs qui sont éventuellement critiques vis-à-vis des vibrations. Elle est donc retenue aux dépens de la 10-9.

De toutes les machines, la 8-9 est la plus performante du point de vue de l'oscillation du couple et a obtenu le score maximal de 24. Cela signifie qu'elle a fait systématiquement partie des 4 meilleures machines, quels que soient l'essai et le critère d'oscillation de couple observé. Sa forme de tension est la plus sinusoïdale. Son coefficient de bobinage est meilleur que celui des autres machines à 8 pôles. La 8-9 est donc retenue aux dépens des 8-6 et 8-12.

Les solutions à 6 et 4 pôles semblent moins intéressantes, d'autant plus que des fréquences électriques très élevées sont envisagées. Ces solutions ne sont donc pas retenues. Il faut noter ce résultat étonnant que la 4-6 présente de plus faibles oscillations de couple que la 12-18 avec cette modélisation, compte-tenu du plan de bobinage utilisé pour la 12-18 [A9].

Les deux solutions retenues sont donc celles qui présentent les meilleurs scores, la 10-12 et la 8-9. La 10-12 aura l'avantage pour les vitesses modérées où sa plus grande polarité permettra un gain de masse. La 8-9, avec sa plus faible polarité, devrait avoir l'avantage pour des vitesses supérieures.

6.6 Effet des variables sur les critères

6.6.1 Exemple de l'effet de l'induction dans l'entrefer

La machine 10-12 est prise en exemple. Le fondamental de l'induction dans l'entrefer B^* est une variable importante du dimensionnement. Le modèle compense l'augmentation de B^* par une diminution de la longueur l selon (6.14). Cette diminution ainsi que l'évolution des rayons sont illustrés en Figure 6-6. L'évolution de la masse n'est pas évidente. D'une part l'augmentation de B^* est obtenue par une épaisseur d'aimant augmentée, et l'épaisseur des culasses augmente en proportion de B^* . D'autre part, la réduction de la longueur peut amener la masse à diminuer. La masse totale, qui présente un optimum, est donnée en fonction de B^* sur la Figure 6-7.

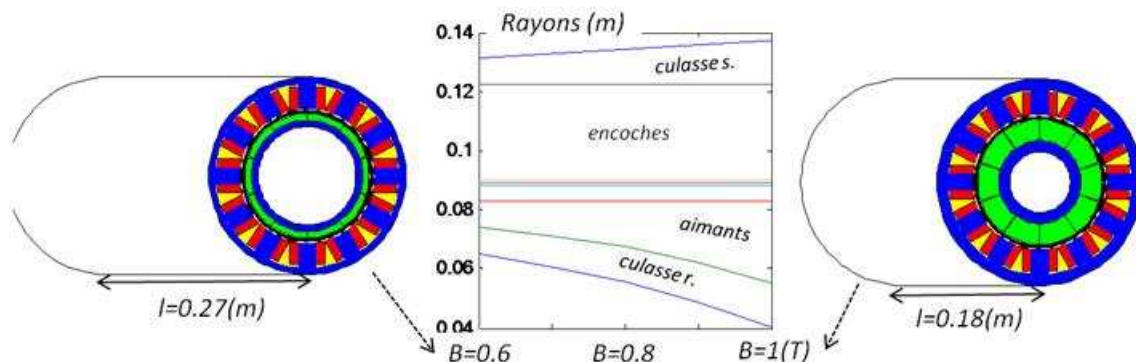


Figure 6-6. Evolution de la géométrie quand l'induction dans l'entrefer est augmentée

La diminution de surface d'entrefer compense l'augmentation de B^* . De ce fait le flux à vide vu par les phases est identique (composante horizontale des diagrammes vectoriels en Figure 6-7), sans changement du nombre de conducteurs. En revanche, l'inductance est amenée à diminuer fortement à

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

cause de la diminution de longueur et de l'entrefer magnétique élargi. Par conséquent le flux lié aux courants de phase (composante verticale des diagrammes) est diminué. Cette diminution de l'inductance impose des courants de phase plus importants en défluxage. En conséquence les pertes Joule moyennées sur le parcours sont augmentées. Les pertes fer aussi sont augmentées, alors que les surfaces d'échanges sont diminuées. Par suite les températures de régime permanent sont augmentées.

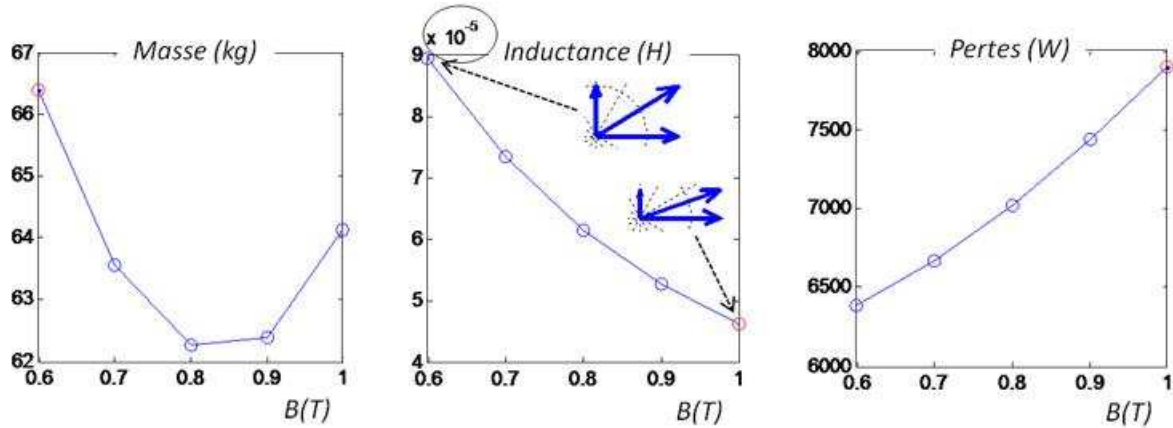


Figure 6-7. Evolution de la masse totale, de l'inductance cyclique et des pertes moyennées avec l'induction dans l'entrefer

Outre la diminution de l'inductance, l'augmentation des pertes et de la masse d'aimants, une limite majeure à l'augmentation de B^* peut être la saturation des dents. Ces dents voient passer une densité de flux qui augmente.

6.6.2 Effet individuel de chaque variable

La même analyse est généralisée à toutes les variables dans la présente partie. Chaque variable est incrémentée individuellement en laissant les autres inchangées. La variation des différents critères du Tableau 6-5 est observée. Dans ce tableau, le signe - indique une diminution du critère, le signe + une augmentation, le signe *Opt.* signifie que le sens de la variation n'est pas fixe, et qu'un optimum est à trouver. Le signe = indique que la variable est sans effet significatif sur le critère.

Tableau 6-5. Effet des variables sur les critères

	Longueur	Masse	Induction dans les dents	Fréquence électrique	Vitesse périphérique	Nombre de conducteurs	Flux à vide	Inductance	Pertes		Températures	Oscillations	Pertes dans les interrupteurs
	l	$masse$	B_{dent}	f_e	V_p	neq	Ψ_{ae}	L	P_j	P_f	T		
$+k_r$	-	-	=	+	+	=	-	-	-	+	+		
$+r$	-	<i>Opt.</i>	-	=	+	+	=	-	<i>Opt.</i>	-	+		
$+B^*$	-	<i>Opt.</i>	+	=	=	=	=	-	+	+	+		
$+A^*$	-	-	=	=	=	+	=	+	<i>Opt.</i>	+			
$+J^*$	=	-	=	=	=	=	=	-	+	-	+		
$+renc$	=	-	+	=	=	=	=	-	+	<i>Opt.</i>	+	<i>Opt.</i>	
$+r_{hel}$	=	+	=	=	=	=	=	-	+		+	<i>Opt.</i>	
$+I^*$	=	=	=	=	=	-	-	-	-	=	-	-	+
$+ind_{min}$	=	=	=	=	=	=	=	=	=	=		-	+
$+P_s$	=	+	=	=	=	=	=	=	=	=	-	=	=

L'augmentation du coefficient de réduction k_r , donc de la vitesse angulaire du moteur, permet de réduire la masse et les pertes Joule P_j , mais les pertes fer P_f augmentent, ainsi que la vitesse périphérique V_p et la fréquence électrique f_e .

Pour un coefficient de réduction k_r fixé, il semble exister un rayon optimal vis-à-vis de la masse du moteur, et un rayon optimal vis-à-vis des pertes Joule. Une contrainte à l'augmentation du rayon pour une machine rapide peut être la vitesse périphérique.

L'augmentation du fondamental de l'induction dans l'entrefer B^* peut permettre de réduire la longueur et la masse de fer moteur, mais éventuellement l'épaisseur d'aimants et des culasses augmentée peut compenser cette diminution et alourdir le moteur, alors que les pertes fer P_f sont augmentées. En même temps l'entrefer magnétique et par suite l'inductance L sont augmentés, ce qui se traduit par des pertes Joule moyennes P_j sur le parcours augmentées.

L'augmentation du courant linéique A^* peut permettre favorablement de diminuer la masse et d'augmenter l'inductance L , mais il faut prêter attention à l'induction dans le fer dont la composante due aux enroulements n'est pas calculée.

Une densité de courant élevée J^* est intéressante vis-à-vis de la masse de moteur mais, au niveau de la chaîne de traction, peut s'avérer pénalisante si la masse de refroidisseur doit être augmentée. Pour les pertes, une densité de courant faible est plus intéressante.

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

Le courant I^* permet de régler la tension à vide par rapport à la tension fournie par l'onduleur. De cette bonne adaptation dépend les pertes Joule moyennées, l'oscillation du couple, la distorsion du couple due aux harmoniques de tension, le nombre d'interrupteurs en parallèle.

L'augmentation de l'indice de modulation ind_{min} améliore la distorsion du courant et du couple due aux harmoniques de tension, au détriment des pertes par commutation.

La puissance spécifique de refroidisseur P_s améliore les températures dans le moteur au détriment de la masse de la chaîne de traction. Il faut prêter attention à la vitesse de l'huile dans les canaux qui doit rester raisonnable.

6.6.3 Conclusion sur l'effet des variables

Le modèle de dimensionnement rend possible une explication de l'effet de chaque variable, prise isolément, sur les critères. Cette appréciation n'est pas suffisante pour trouver des optimums, et le recours à une optimisation algorithmique, détaillée en partie 6.7, est nécessaire.

6.7 Gain de masse en fonction du rapport de réduction

6.7.1 Schéma de l'optimisation

Dans l'objectif de quantifier le gain en masse en fonction du coefficient de réduction, plusieurs optimisations sont réalisées selon le schéma de la Figure 6-8. Le coefficient de réduction k_r est augmenté par pas de 10. Pour chacune des valeurs prises par k_r , une boucle d'optimisation permet de trouver les valeurs optimales des variables restantes, dans l'objectif de minimiser la masse totale. La masse totale comprend la masse de moteur additionnée à la masse du refroidisseur. Les variables peuvent varier dans les limites indiquées sur la Figure 6-8.

Les premières machines optimisées, correspondant à $k_r=10$, $k_r=20$ et $k_r=30$, sont des machines 10-12. Pour $k_r=30$ et $k_r=40$, des machines 8-9 sont proposées, pour limiter l'augmentation de la fréquence électrique. Ainsi, les machines optimisées sont au nombre de 5.

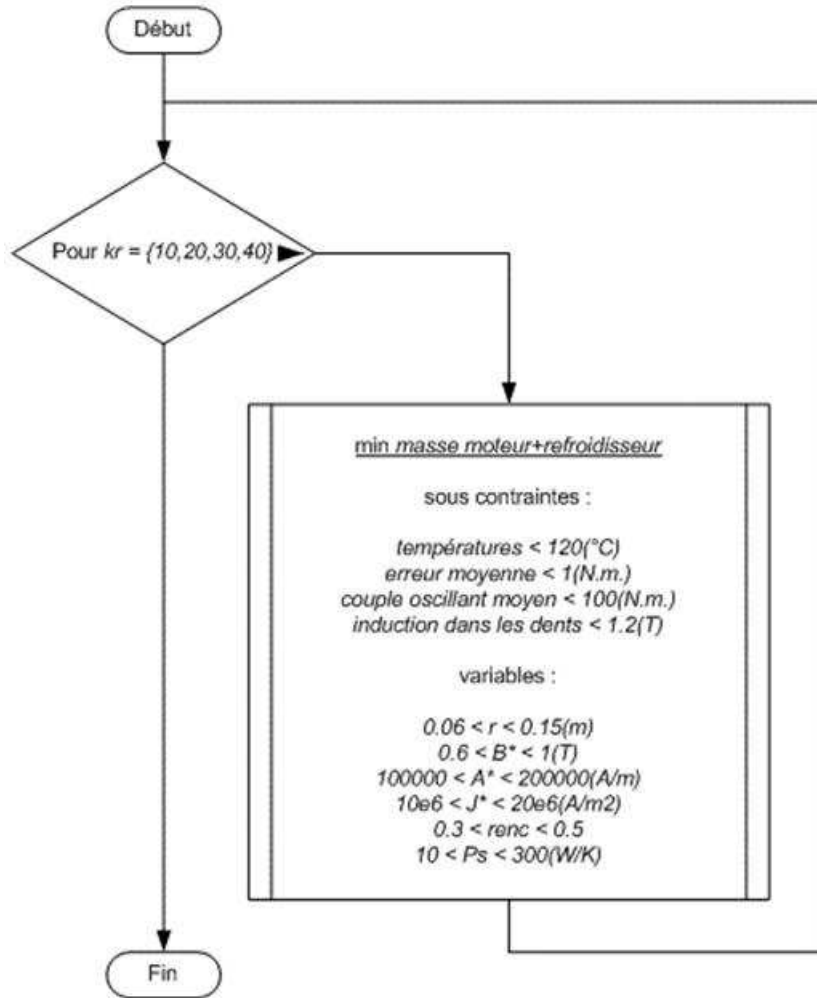


Figure 6-8. Organigramme des optimisations réalisées

6.7.2 Variables fixées

Plusieurs variables ont été fixées et n'apparaissent pas dans l'organigramme de la Figure 6-8.

- Courant I^*

Lorsque le problème d'optimisation posé est de réduire la masse, la variable I^* se place systématiquement en butée supérieure. La raison tient au fait que la tension à vide est moins élevée, et par suite le courant efficace est moins élevé pendant un fonctionnement en défluxage. Si I^* est de l'ordre de $1000(A)$, le fonctionnement en défluxage devient même inutile. Le problème est que la distorsion du courant due aux découpages de la tension est plus importante. D'autre part, l'électronique de puissance doit être adaptée pour ce courant. Pour ce problème, le courant a été limité à la valeur de $500(A)$. En fixant un I^* plus faible, la tension à vide et l'inductance risqueraient d'être trop élevées par rapport à la tension de bus.

- Indice de modulation $indmin$

Le problème du découpage de la tension, qui consiste seulement à choisir la fréquence de découpage à travers la variable $indmin$, est un problème découplé de la conception du moteur, puisque le nombre de spires est déjà fixé par I^* . Il est traité dans un deuxième temps, une fois que l'optimisation a choisi une conception de moteur.

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

- Ratio de largeur d'aimant

Le décalage axial déterminé par la variable $rhel$ permet de réduire les couples oscillants et la masse de moteurs. Il semble préférable de fixer $raim$ à 1 quand $rhel$ peut varier. C'est-à-dire, quand la possibilité est donnée de décaler les aimants axialement, il semble préférable de laisser les aimants occuper toute la largeur du pas polaire. D'après les simulations, $rhel$ semble suffisant pour réduire les couples oscillants, qui sont de toute façon limités avec les bobinages choisis. D'autre part, la continuité mécanique, lorsque les aimants sont jointifs, semble préférable compte-tenu des vitesses élevées envisagées.

- Ratio de décalage axial

Dans la limite proposée de $rhel=0.3$, le décalage axial n'entraîne pas une augmentation sensible de la masse d'aimant. Par suite la masse d'aimants est à peine augmentée. Par contre le couple oscillant est nettement atténué. Par suite le rapport d'hélice est fixé à $rhel=0.3$.

6.7.3 Résultats

La Figure 6-9 donne la masse de moteur et la masse totale, à savoir somme des masses du moteur et du refroidisseur, pour ces 5 machines, en fonction du rapport de réduction. Pour rappel, la masse du réducteur n'est pas intégrée à ces résultats car elle a été supposée constante. Sur l'axe du bas de la Figure 6-9 sont représentées les pertes Joule et fer calculées pour chaque solution. Des données de synthèse sur ces machines sont rassemblées dans le Tableau 6-6.

Les contraintes de température conduisent à une forme allongée de ces moteurs, pour augmenter les surfaces d'échange. Il apparaît plus économique, du point de vue de la masse globale, d'augmenter les surfaces d'échange plutôt que la puissance du refroidisseur. C'est pourquoi la masse de refroidisseur n'est pas croissante avec le coefficient de réduction.

Tableau 6-6. Données de synthèse sur les solutions optimales

kr	10-12			8-9	
	10	20	30	30	40
r (m)	0,0974	0,0822	0,065	0,070354	0,06
A^* (A/m)			200000		
B^* (T)	0,7486	0,7097	0,6283	0,64102	0,6
J^* (A/mm ²)	19	19	20	17	20
$renc$	0,4218	0,4425	0,5	0,498	0,5
Ps (W/K)	72,4	50,9	56,98	44,5	55,473
N (tr/min)	5400	10700	16000	16000	21000
f_e (Hz)	450	890	1300	1070	1430
masse moteur (kg)	152	82	67	71	60
masse refroidisseur (kg)	19	13	15	12	15
pertes Joule (W)	1600	1100	950	820	830
pertes Fer (W)	500	700	1050	780	1000

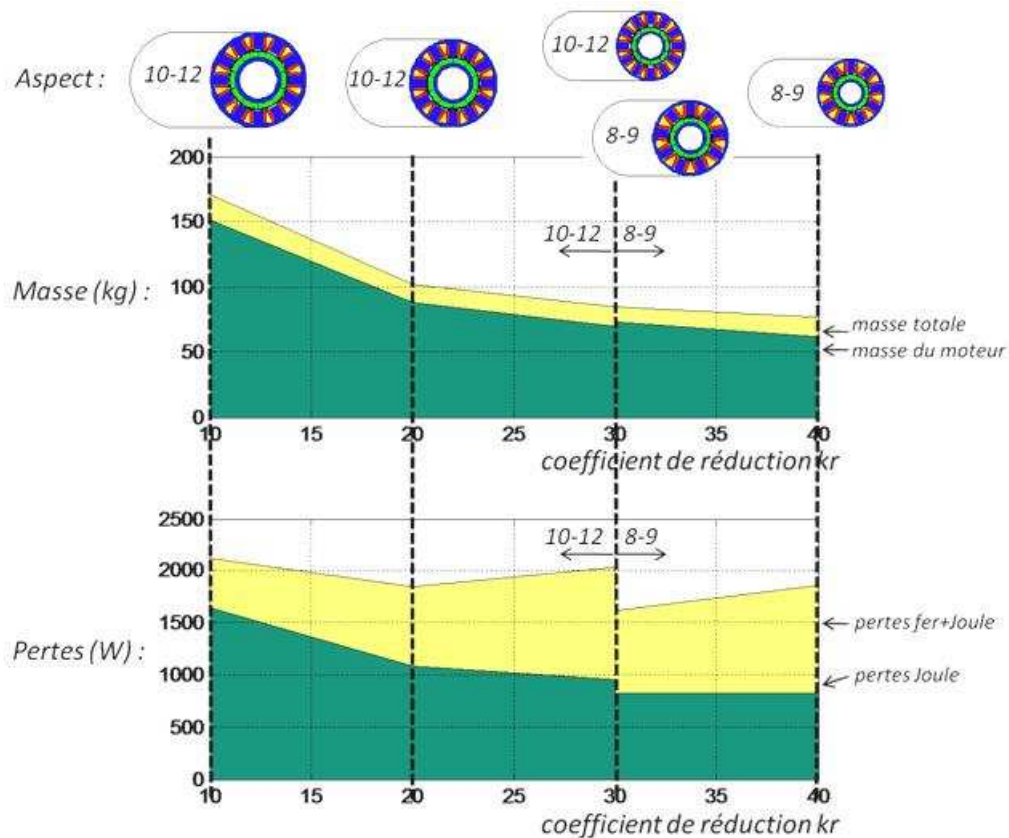


Figure 6-9. Aspect, masse et pertes des solutions optimales

Le passage à une machine à 8 pôles à partir de $k_r=30$ est bénéfique. La masse totale est sensiblement identique. La fréquence électrique plus faible entraîne une diminution des pertes fer. La machine 8-9 laisse plus de place dans les encoches pour les surfaces de refroidissement. Par suite, la longueur peut être réduite et par suite la masse de cuivre et les pertes Joule. Toutes les valeurs de pertes données sont des pertes moyennes au cours du cycle.

6.7.4 Analyse des résultats de l'optimisation

- Courant linéique

Pour toutes les solutions optimales, le courant linéique A^* est en butée en valeur haute à $200000(A/m)$. Réduire A^* revient à augmenter la surface d'entrefer tout en diminuant la section d'encoche, ce qui n'est pas globalement favorable au refroidissement.

- Induction dans l'entrefer

L'induction dans l'entrefer B^* diminue quand le coefficient de réduction augmente. En effet une simple lecture des tableaux de pertes fer montre qu'il est préférable de diminuer l'induction quand la fréquence augmente, pour garder les pertes fer dans des valeurs acceptables. Cette diminution impose d'augmenter la surface de l'entrefer. Augmenter la longueur de la machine permet d'augmenter à la fois cette surface et les surfaces d'échange thermique. La conséquence est que la forme des machines a tendance à s'allonger, plus elles sont rapides.

- Densité de courant

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

La densité de courant est élevée pour toutes les solutions. Réduire la densité de courant est pénalisant vis-à-vis de la masse. Augmenter la densité de courant revient à augmenter les pertes Joule et à diminuer la section des encoches, donc les contraintes de températures sont plus difficiles à respecter.

- Ratio d'encoche

Des encoches larges ont l'inconvénient d'alourdir la machine. Des encoches étroites permettent d'augmenter la surface d'échange thermique avec l'huile et de rendre la machine plus inductive. C'est pourquoi le rapport d'encoche est légèrement réduit sur certaines machines, par rapport à la valeur maximale fixée à 0.5.

6.8 Description détaillée d'une solution

6.8.1 Solution considérée

La solution retenue pour l'exemple est la machine à 8 pôles et 9 encoches optimisée pour $k_r=30$. La Figure 6-9 montre que cette solution est un bon compromis masse/pertes.

Les dimensions des parties actives sont données en Figure 6-10. La masse calculée pour ces parties est de 62(kg). Le nombre de spires autour de chaque dent est de 10. L'épaisseur d'aimant est de 14(mm) et l'induction fondamentale dans l'entrefer de 0,64(T). Compte-tenu du rapport de réduction de $k_r=30$, le couple à fournir est de 330(N.m.). Le volume d'alésage est d'environ 3(litres) et la vitesse de rotation maximale de 16000(tour/min).

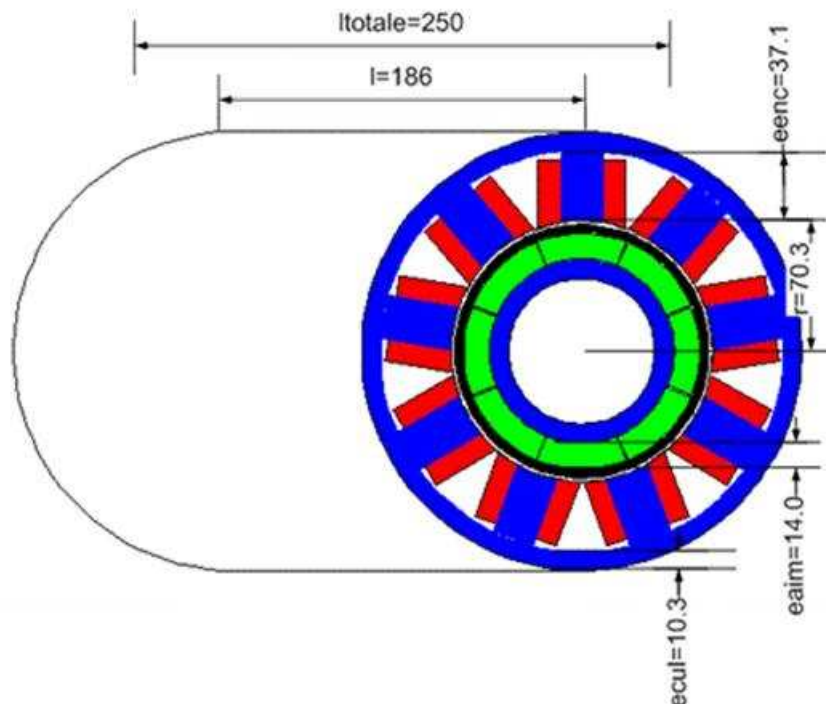


Figure 6-10. Aspect et dimensions de la machine 8-9 en (mm)

6.8.2 Force magnétomotrice et flux à vide

La force magnétomotrice due aux bobinages est donnée en Figure 6-11. Un des avantages de cette machine est l'amplitude de l'harmonique synchrone de ce spectre (harmonique 4 pour cette machine à 4 paires de pôles). Un inconvénient est le spectre chargé en harmoniques, y compris en harmoniques

proches du fondamental. Il faudrait s'assurer que ces harmoniques ne génèrent pas d'échauffements et vibrations excessives.

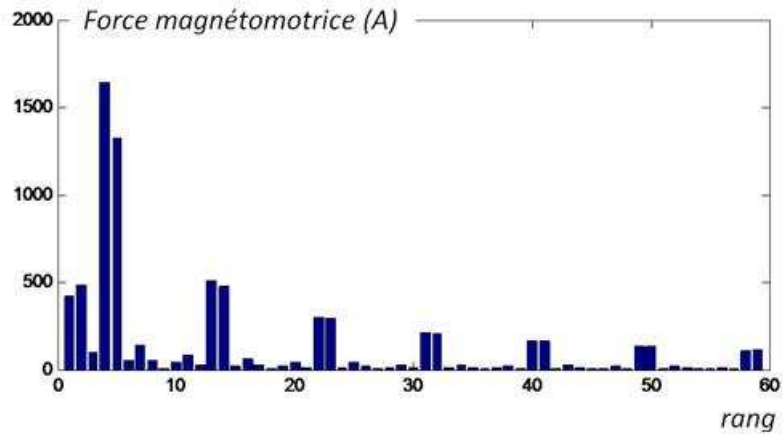


Figure 6-11. Spectre de la force magnétomotrice sur le périmètre de la machine

Un avantage de cette machine est la forme sensiblement sinusoïdale du flux à vide (Figure 6-12). Cette forme a été calculée en supposant que tout le flux passant dans l'entrefer fait le tour des enroulements. En particulier le flux de court-circuit d'aimant à aimant a été négligé.

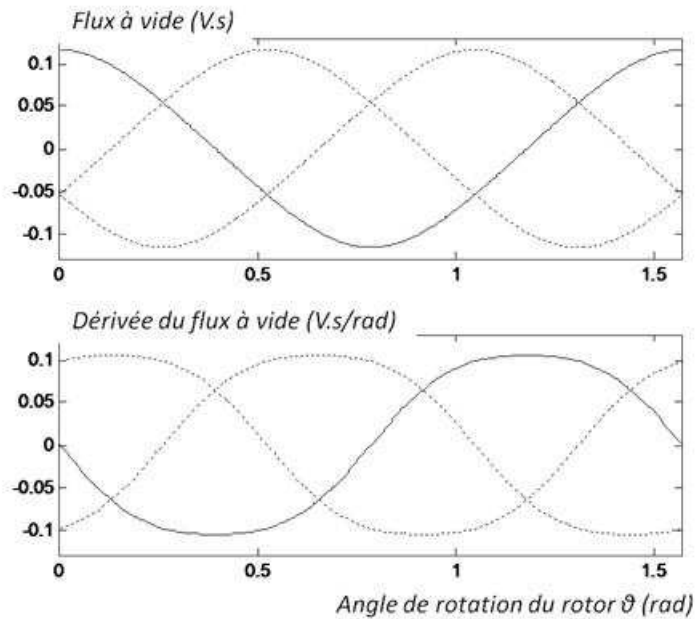


Figure 6-12. Flux à vide par phase et dérivée

6.8.3 Courant de phase et pertes par commutation

La Figure 6-13 donne la valeur du courant de phase efficace en fonction du point de fonctionnement. Les diagrammes de phase du flux vu par les phases sont donnés pour deux points de fonctionnement.

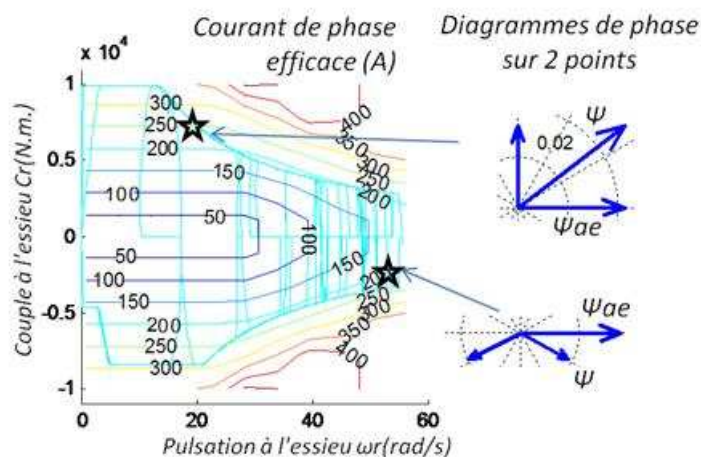


Figure 6-13. Courant de phase efficace en fonction du point de fonctionnement

La seule variable qui définit le découpage de la tension est l'indice de modulation minimal ind_{min} . Cette variable est fixée à $ind_{min}=11$. Compte-tenu de la fréquence électrique, cela conduit à une fréquence de découpage de $f_{dec}=16(kHz)$. Dans le Tableau 6-7 sont données les formes calculées pour le courant et le couple électromagnétique, pour les 2 points de fonctionnements de la Figure 6-13, d'après le découpage de la tension.

Tableau 6-7. Courant de phase et couple électromagnétique pour 2 points de fonctionnement

Point de fonctionnement (à l'essieu)	Courant de phase $I(A)$	Couple électromagnétique $C_r(N.m)$
$C_r=7200(N.m)$ $\omega_r=20(rad/s)$		
$C_r=-2500(N.m.)$ $\omega_r=54(rad/s)$		

A la vitesse maximale, les distorsions du courant et du couple électromagnétique (rapporté à l'essieu) sont respectivement de $11(A)$ et $160(N.m)$. Pour une tension sinusoïdale la distorsion du couple est inférieure à $30(N.m)$. Ces valeurs sont largement inférieures aux valeurs obtenues sur la solution actuelle avec un moteur asynchrone, données par le logiciel *Cithel*®.

La question qui se pose est de savoir si la fréquence de découpage de $16(kHz)$ est faisable avec des interrupteurs à carbure de Silicium. Compte-tenu du courant de phase, une configuration à 5 interrupteurs à carbure de Silicium *Powerex 1200V100A* est choisie. Le modèle de pertes identifié au chapitre 4 permet d'estimer les pertes par commutation. La Figure 6-14 donne les pertes par commutation en fonction du point de fonctionnement. La valeur maximale est de l'ordre de $500(W)$.

En valeur moyenne sur le parcours les pertes par commutation calculées sont de $260(W)$, à comparer à des pertes par conduction de $410(W)$.

Le refroidissement du module de puissance qui équipe le métro de référence dissipe des pertes moyennes environ 6 fois supérieures (le module alimente 4 moteurs) d'après *Cithel*®. Il vient que la fréquence de découpage $16(kHz)$ paraît acceptable, du point de vue des pertes par commutation.

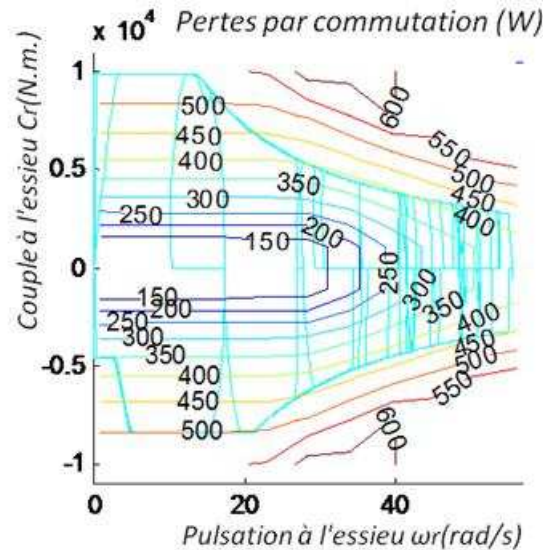


Figure 6-14. Pertes par commutation totales en fonction du point de fonctionnement

6.8.4 Températures

Le modèle calcule la température au cours du temps. La température du cuivre a été une contrainte dimensionnante. Le profil de température dans le cuivre est donné en Figure 6-15. Ce profil fait apparaître une diminution sensible de la température quand le métro est arrêté en bout de ligne. La courbe fait apparaître des augmentations rapides, mais brèves, de la température qui correspondent aux démarrages et arrêts. Si ces points de fonctionnement étaient maintenus indéfiniment, la température se stabiliserait autour de $275^\circ C$, température de régime permanent calculée pour les valeurs de pertes maximales.

Le dimensionnement thermique pourrait s'avérer trop "juste", surtout si l'hypothèse de gradients de température négligeables dans le cuivre est trop éloignée de la réalité. D'autre part, les pertes sont éventuellement sous-estimées. Cependant, il faut remarquer que le parcours est exigeant, avec très souvent des accélérations maximales. Dans la réalité, le moteur sera probablement moins sollicité.

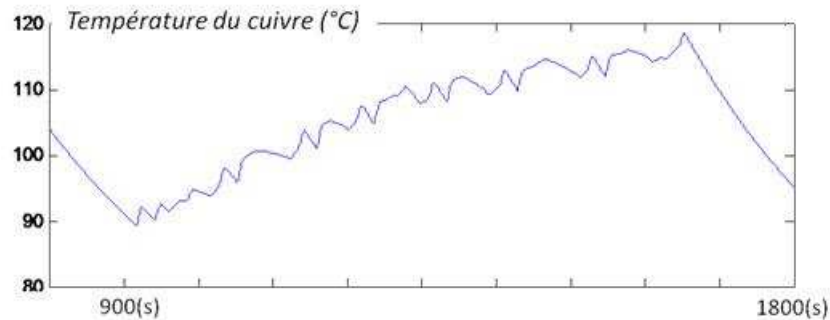


Figure 6-15. Température du cuivre pendant un aller-simple (1/4 d'heure)

6.9 Comparaison avec la solution actuelle

6.9.1 Domaine de fonctionnement des moteurs

La Figure 6-16 compare les courbes Couple-Vitesse au moteur pour la solution actuelle et la solution proposée. Il s'agit des limites de fonctionnement des moteurs pour l'application considérée. La puissance utilisée est la même, de $140kW$; La vitesse plus élevée de la solution proposée permet de réduire le couple d'un facteur 4, ce qui contribue fortement à réduire la masse du moteur, comme discuté dans la partie 6.9.2 suivante.

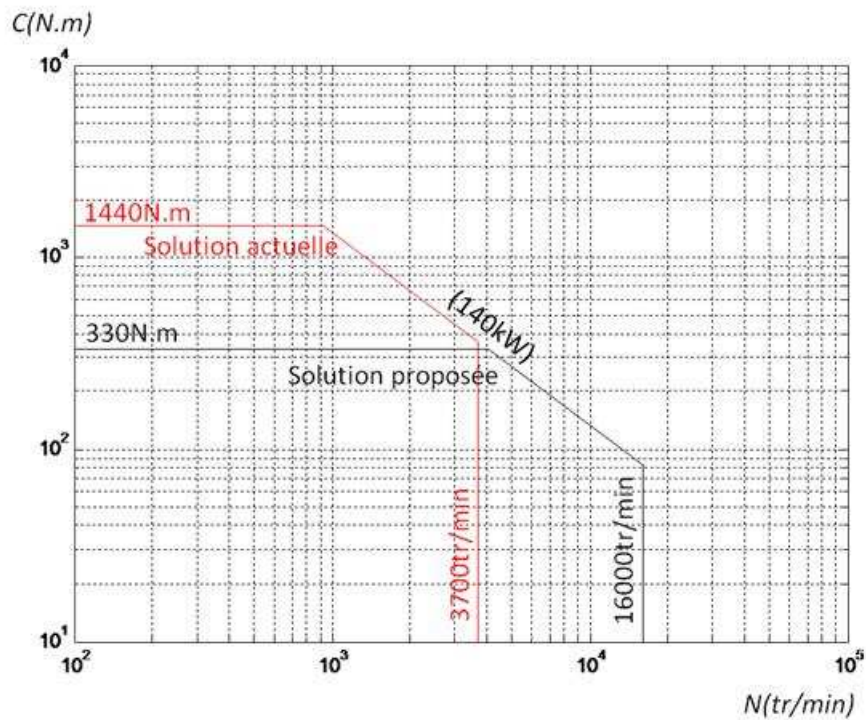


Figure 6-16. Courbe Couple-Vitesse des moteurs actuel (en rouge) et proposé (en noir) pour cette application

6.9.2 Réduction de la masse

Quel que soit le degré de connaissance de la solution proposée, il est clair que cette solution présente l'avantage d'une masse considérablement réduite par rapport à la chaîne de traction existante. Ce gain n'est pas dû seulement à la plus grande vitesse.

En premier lieu, le moteur actuel n'a pas été conçu spécifiquement pour l'application du métro de référence. Sa puissance maximale est de l'ordre de $330(kW)$, alors que l'application ne nécessite que $150(kW)$. Le couple maximal et la vitesse maximale sont supérieurs au besoin d'environ 25%. En effet, *Alstom* utilise des gammes standards de moteurs et ne redimensionne pas un moteur pour chaque projet. Une conséquence est qu'il peut être supposé que le moteur actuel est inutilement lourd, d'un strict point de vue technique et sans considérer l'aspect économique.

D'autre part, le moteur actuel est un moteur asynchrone. Les moteurs asynchrones sont connus pour avoir un couple massique plus défavorable que les moteurs synchrones à aimants.

Enfin, la polarité du moteur proposé est supérieure, avec 4 paires de pôles au lieu de 2 ; donc les culasses sont moins épaisses, et la densité de courant supérieure avec $17(A/mm^2)$. Par contre, le coefficient de remplissage des encoches est probablement moins bon à cause du passage de l'huile.

Pour toutes ces raisons, le gain de masse au niveau du moteur est supérieur au rapport des coefficients de réduction des deux solutions. Ce rapport laisserait présager une masse de moteur réduite "seulement" d'un facteur 4.

6.9.3 Comparaison des masses

Seules les masses des parties actives ont été estimées. Cela inclue les aimants, le cuivre, le fer et l'arbre. La masse précise du moteur avec la carcasse et les paliers n'est pas calculée. La masse calculée est de $62(kg)$. Pour cette comparaison des masses qui n'a pas vocation à être précise, la masse totale du moteur sera supposée égale à $100(kg)$.

La Figure 6-17 donne la masse totalisée des 16 ensembles *moteur+réducteur* que comprend le train. Pour la solution proposée cette masse est de $8(T)$, à comparer avec les $14(T)$ actuelles. La Figure 6-17 donne pour comparaison les masses des autres composants (inchangés) du train. Le gain de masse est visible à l'échelle du train. La masse du système de refroidissement de la solution proposée est représentée sur la Figure 6-17, mais elle est pratiquement invisible en proportion des autres masses.

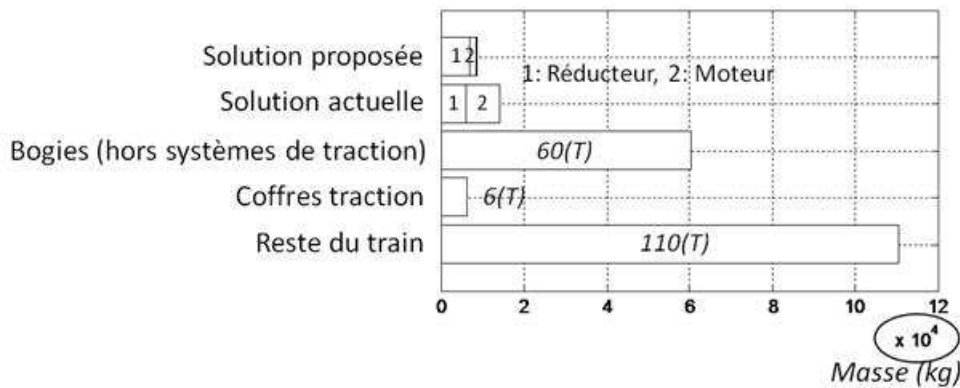


Figure 6-17. Bilan des masses, gain sur la chaîne de traction et comparaison avec les masses inchangées

6.9.4 Comparaison des pertes

La Figure 6-18 correspond au graphe discuté au chapitre 3, auquel sont superposées les pertes moyennes sur le parcours, calculées pour la solution proposée. Il est possible de comparer en détail les pertes, entre la solution existante et la solution proposée.

Au total, les pertes moyennes cumulées pour toutes les chaînes de traction sont de $110(kW)$ au lieu de $160(kW)$ environ.

Les pertes dans les interrupteurs sont réduites en raison d'un courant de phase moins important, et des interrupteurs à carbure de Silicium.

Les pertes dans le réducteur sont augmentées du fait d'un étage supplémentaire.

Les pertes fer sont fortement réduites. Des tôles fines sont utilisées pour limiter les courants induits et les pertes fer. Il faut noter que la masse de fer est considérablement réduite. Pour cette raison, la densité de pertes est augmentée et la température dans le fer est un problème critique. D'autre part, la valeur de pertes fer calculées par le présent modèle ne concerne que le stator et est peut-être sous-estimée, de ce fait.

Les pertes Joule sont réduites conformément à la réduction de la masse de cuivre.

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

Le total des pertes diminue de façon très visible sur la Figure 6-18. En particulier, si l'énergie est récupérée lors des freinages, alors la consommation d'énergie du métro est seulement la somme des 4 premières barres. Dans ce cas, l'économie d'énergie est très significative, de l'ordre de 22%.

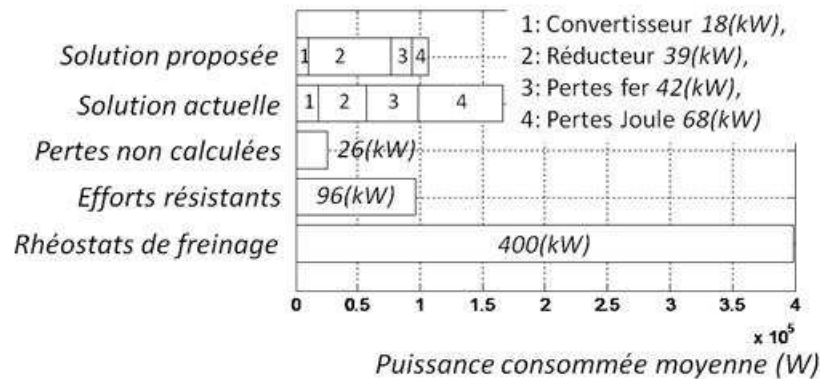


Figure 6-18. Origine de l'énergie consommée par le métro

6.10 Synthèse de la démarche

Dans cette partie sont récapitulées les lignes conductrices qui ont guidé la démarche de conception, pour ce problème. Ces lignes conductrices sont pour l'essentiel des remarques de bon sens, mais il peut être utile de les rappeler.

6.10.1 Modéliser le problème de conception dans son ensemble

Ce qui intéresse le client est le produit fini dans son ensemble, pas la performance individuelle d'un composant, pas la minimisation d'un critère isolé. Lorsque qu'un critère de performance est calculé, par exemple la masse ou les pertes, il faut s'assurer que c'est le critère global, visible par le client, qui est calculé. A défaut, il faut s'assurer que l'optimisation d'un sous-problème ne se fait pas au détriment d'un autre. Pour éviter ce désagrément, une maîtrise du problème de conception dans son ensemble est nécessaire.

Par exemple, augmenter la densité de courant permet de gagner du volume sur le moteur. L'inconvénient est que le refroidissement devient plus compliqué. Le volume du moteur n'est pas le seul critère final pour le client. Le modèle doit aussi quantifier l'effet négatif de l'augmentation de la densité de courant, comme c'est le cas ici avec le calcul des températures.

6.10.2 Ouvrir le champ d'investigations de l'étude

Ouvrir le champ de l'étude permet de se donner les meilleures chances d'arriver à un bon résultat. Cela permet de ne pas se laisser enfermer trop tôt dans une solution technique inadaptée. Il est évident, par exemple, que fixer à priori (sans étude ou connaissances préalables) le nombre de pôles et d'encoches risque d'aboutir à un résultat insatisfaisant.

Pour ouvrir le champ de l'étude, un modèle relativement générique de machine synchrone à aimant a été proposé. En particulier, ce modèle permet de faire varier le nombre d'encoches et de pôles. Dans le même ordre d'idée, l'exclusion de solutions (partie 6.5) ne se fait qu'après vérification que les solutions exclues étaient plus défavorables dans tous les cas.

6.10.3 Minimiser le nombre de degrés de liberté

Au cours de la conception, il peut être utile d'identifier le nombre de degrés de liberté offert par les modèles. Ce nombre doit être aussi petit que possible pour éviter les doublons, mais permettre d'utiliser tous l'espace de conception offert par les modèles. A titre d'exemple, au chapitre 4, les degrés

de liberté mis en évidence permettent notamment de définir une géométrie et un type de machine (dans le niveau de détail des modèles). Le nombre de variables donné est le nombre minimal.

6.10.4 Choix des degrés de liberté les plus pertinents et analyse du modèle

Dans le cadre d'une conception, les degrés de liberté trouvés spontanément présentent le risque d'être fortement liés les uns aux autres. Par exemple, dans le cas du modèle de simulation, si l'on modifie la longueur, il faut modifier aussi le nombre de tours pour garder la même tension à vide, donc le même courant de phase (Voir partie 6.2).

Le modèle de dimensionnement établi au chapitre 6 diminue les couplages. Ses entrées peuvent être modifiées une à une. Au cours de ces essais et quelque soit la valeur donnée à l'entrée, la solution essayée reste cohérente, et la performance souhaitée (couple et vitesse) atteinte. L'effet individuel de chaque entrée sur les critères permet alors d'analyser le modèle et de mieux comprendre le problème de conception 6.6. Le modèle d'ensemble, incluant les modèle de simulation et le modèle de dimensionnement, est plus compliqué mais le problème d'optimisation est simplifié (Figure 6-19).

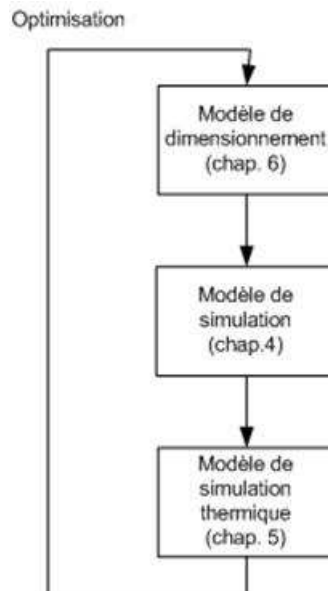


Figure 6-19. Optimisation avec le modèle de dimensionnement.

6.10.5 Optimisation

Le nombre de variables est trop important pour qu'une solution optimale puisse-t-être approchée par essais successifs, sans méthode particulière. Il a donc été fait appel à des méthodes d'optimisation, comme c'est couramment le cas pour la conception de machines électriques. Plutôt qu'une solution unique, le résultat est un ensemble de solutions optimisées pour un rapport de réduction donné (Figure 6-9). L'optimisation est la finalité pour laquelle les modèles de conception ont intérêt à être conçus. En effet, il est prévisible qu'une solution optimisée ne pourra pas être trouvée sans outil d'optimisation.

6.10.6 Amélioration à apporter

Dans le développement du modèle générique de machine (chapitres 4 et 5), des hypothèses ont été prises. En particulier, la forme de l'induction dans l'entrefer, l'absence de flux de court-circuit d'aimant à aimant. Dans le développement du modèle thermique, il faut citer l'absence de flux de chaleur entre le cuivre et le fer. Ces hypothèses en particulier et toute la modélisation en général devraient faire l'objet d'une validation à partir d'essais ou de simulation par éléments finis.

6.11 Conclusion sur l'intérêt du moteur proposé

Le degré de connaissance sur la solution proposée permet des raisonnements en ordre de grandeur. Le gain en masse semble dû, d'une part au passage d'un moteur asynchrone à un moteur synchrone à aimant de plus forte polarité et dimensionné au plus juste, d'autre part à l'augmentation du coefficient de réduction, c'est-à-dire la montée en vitesse. Les deux raisons interviennent en part comparables.

Rapportée à la masse du train, l'économie de masse réalisée sur les moteurs peut paraître faible. Cependant, la compacité du bogie est recherchée sur les véhicules urbains, et la motorisation est une contrainte lorsqu'une plus grande compacité est recherchée. Ainsi, une chaîne de traction plus compacte peut permettre des gains de masse indirects plus importants. La masse totale donnée pour les bogies (hors motorisation) donne la mesure des gains potentiels.

L'intérêt du Carbure de Silicium pour la traction ferroviaire est contenu dans le modèle de perte donné au chapitre 3. Si la technologie est maîtrisée, le Carbure de Silicium permettra des fréquences largement augmentées. Appliqué à la solution proposée, ce modèle autorise une fréquence de découpage de $16(kHz)$ avec des pertes par commutation qui restent inférieures. En résumé, le Carbure de Silicium permet non seulement d'augmenter la fréquence électrique du moteur, mais également d'augmenter la fréquence de découpage dans une plus grande proportion.

Cela peut permettre de simplifier la commande de l'onduleur, par exemple en utilisant une stratégie asynchrone avec une fréquence de découpage fixe. C'est en tout cas, à peu de choses près, la solution choisie pour cette modélisation, et les résultats ne montrent pas d'incompatibilité.

Un autre avantage du Carbure de Silicium, vis-à-vis du module de puissance, est la température de jonction qui peut être supérieure. Si le packaging des interrupteurs permet à l'avenir d'exploiter cette propriété, le refroidissement des modules pourra être simplifié, par exemple en utilisant un radiateur à air naturel.

Ce qui complique l'augmentation du coefficient de réduction n'est donc pas lié à la fréquence de découpage des interrupteurs. La modélisation ne permet pas d'identifier des limites claires à cette augmentation, mais donne des éléments d'appréciation de son utilité. L'augmentation du coefficient de réduction au delà de la solution proposée n'est pas nettement payée de retour au niveau de la masse, alors que les pertes augmentent sensiblement.

Conclusion

Une volonté du travail développé dans ce manuscrit est la prise en compte du problème de conception dans son ensemble. Une attention toute particulière a été apportée à ne pas oublier de composants ou de critères importants, dans la mesure des données à disposition. En effet, c'est un système entier qui est conçu et c'est un problème de conception entier qui a été résolu. L'oubli d'un composant ou d'un critère pourrait conduire à une solution sous-optimale.

Une autre idée concerne la conception simultanée de la commande avec le dimensionnement. Cette idée s'est traduite par la prise en compte de la fréquence de découpage dans la conception du moteur à grande vitesse, et par la recherche de la stratégie de pilotage dans le cas du système de stockage.

Dans les deux cas, système de stockage, chaîne de traction à grande vitesse, l'utilisation du système conçu est fondamentalement cyclique. Pour cette raison une donnée d'entrée incontournable du dimensionnement est le cycle de fonctionnement. Les résultats du chapitre 6 montrent que le cycle de fonctionnement impacte notablement la conception du moteur, du fait des contraintes thermique.

Pour le cas de la chaîne de traction à grande vitesse, le choix a été fait d'un construire un modèle générique, de façon à élargir l'espace de conception. Ce choix est potentiellement au détriment de la précision. Cependant, plus que sur la précision, l'important est que la tendance observée de variation des critères, en fonction des variables, soit conforme à la réalité. Le modèle développé permet d'observer les tendances d'un large nombre de critères, dans un espace de conception vaste.

Une grande attention a été portée au choix des variables. Cette attention a conduit à l'inversion de modèle présentée au chapitre 6, dans le but d'obtenir des variables indépendantes et explicites, adaptées à une problématique de dimensionnement. Les tendances des critères par rapport à ces variables ont été analysées dans un deuxième temps. De façon générale, l'attention a été portée sur la compréhension des phénomènes physiques et des interactions. Le choix a été fait de simplifier au maximum le problème, sans occulter aucun phénomène susceptible d'agir sur les tendances. La difficulté d'une pré-étude consiste notamment à ne pas se perdre dans les détails.

Selon [T8], la méthode d'optimisation elle-même peut être vue comme une inversion de modèle. Présentée au chapitre 6, une méthode d'optimisation interne au modèle permet de trouver l'épaisseur d'aimant pour atteindre une valeur fixée d'induction dans l'entrefer, réalisant en partie l'inversion du modèle. Il s'agit là d'une optimisation à une seule variable. Le même résultat aurait pu être obtenu, avec moins d'efficacité mais tout aussi sûrement, par une suite d'essais avec un incrément. Le cas de l'optimisation de la chaîne de traction est différent parce que le nombre de variables, quoique réduit, est suffisamment important pour exclure de résoudre le problème sans recourir à un algorithme d'optimisation. Pour résumer, le recours à l'optimisation paraît d'autant plus incontournable que le problème de conception est complexe.

Dans le cas de l'optimisation du système de stockage, le problème de conception a été volontairement décomposé en un ensemble de sous-problèmes. La méthode d'optimisation présentée dite de Target Cascading permet l'optimisation de systèmes décomposés de cette façon. La mise en œuvre est simple puisque l'optimisation du système consiste simplement en une suite d'optimisation des sous-systèmes sans coordination compliquée. La convergence a été étudiée sur le plan théorique par [A2]. Une autre possibilité offerte par les méthodes d'optimisation consiste en la recherche des consignes de puissance. Ce problème est à rapprocher du problème d'assignation d'unités dans la production d'électricité. Les possibilités offertes par les méthodes d'optimisation dépassent donc le cadre du dimensionnement, et le présent rapport en contient seulement une évocation.

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

Concernant la modélisation, nous voudrions retenir le modèle de simulation du moteur présenté au chapitre 4. Ce modèle constitue un modèle numérique basique. Les grandeurs calculées sont exprimées par phase (le cas échéant), en fonction de l'angle de rotation (le cas échéant, pour une période électrique), de l'angle du repère cylindrique définissant la position dans l'entrefer (le cas échéant, sur tout le périmètre de la machine). Un avantage de ce modèle est qu'il est facilement adaptable à la simulation de machines synchrones différentes : nombres de pôles, d'encoches, de phases différents. Un effort particulier a été accompli pour rendre le modèle général, et non pas lié à un type précis de machine. L'approche suivie est, par certains aspects, plus simple qu'une approche analytique. Par exemple, une grandeur comme le coefficient de bobinage, qui est difficile à calculer analytiquement, est obtenue directement. L'écriture matricielle permet un code informatique succinct en utilisant le logiciel *Matlab*.

Nous voudrions retenir aussi la détermination analytique du spectre de tension. Cette détermination basée sur la transformée de Fourier analytique est possible dans le cas d'une modulation de largeur d'impulsion naturelle. L'avantage est que le spectre de tension est obtenu instantanément pour n'importe quelle amplitude de modulante, et n'importe quel indice de modulation. La simulation d'un grand nombre de points de fonctionnement, couvrant tout le domaine de fonctionnement du moteur, est alors possible. Il faut faire exception du cas du démarrage où le recours à une simulation de transitoire temporelle paraît nécessaire, la vitesse ne pouvant pas être considérée stable sur une période électrique.

Nous voudrions retenir la méthode de simulation des transitoires thermiques. Le comportement thermique du système moteur-radiateur est gouverné par des équations différentielles fonction du temps, à coefficients constant (ou considérés comme tels). La méthode de résolution directe par la méthode d'Euler, sans utiliser de logiciel dédié, est rapide et efficace quand elle s'avère suffisante. Elle était rendu nécessaire, dans ce cas, pour intégrer les équations particulières liées à un transfert thermique par déplacement de matière, dans le cas de la boucle de refroidissement fluide. La même méthode peut être utilisée avantageusement pour la simulation des transitoires électriques, dans le cas de calculs répétitifs.

Concernant ces modélisations, des voies d'amélioration mériteraient d'être explorées. L'estimation de la direction et de l'intensité de l'induction dans l'entrefer est basée sur des suppositions qui ne sont pas vérifiées, en particulier l'hypothèse de l'absence de flux de court-circuit d'aimant à aimant. Une méthode formelle pour calculer l'induction serait plus appropriée, par exemple avec une simulation par éléments-finis. [A10] propose une méthode plus rapide pour calculer une forme exacte de l'induction à vide dans l'entrefer. L'utilisation d'une méthode formelle, adaptable au jeu des variables d'entrée, serait une amélioration importante dans la mesure où la fonction du modèle est de calculer les formes précises de couple et de courant, pas seulement des valeurs moyennes et efficaces. Par ailleurs, la matrice d'inductance calculée est indépendante du niveau des courants et de la position du rotor. Par suite, le modèle ne peut pas simuler directement de machines saturées ou à pôle saillants. Concernant le modèle thermique, il semble important au vu des résultats de calculer le lien thermique entre le fer et le cuivre. En effet, l'écart thermique est important tout comme la proximité des deux matériaux. Enfin et surtout, il serait important de valider pas à pas les résultats sur la base de données existantes, d'expérimentations ou à défaut de simulation par éléments finis, et ce pour différentes valeurs du jeu de variables.

En dépit des imperfections des modèles, les résultats permettent de lister un certain nombre d'avantages et de risques liés à la solution proposée. En premier lieu, le choix d'une machine à bobinages dentaire à 8 pôles et 9 encoches, tel que présenté au chapitre 6, est le choix d'une machine

avec une très faible ondulation du couple, un coefficient de bobinage important, un encombrement axial diminué de part les têtes de bobine simplifiées. En raison du coefficient de bobinage, des têtes de bobines réduites, de la polarité augmentée, de la vitesse de rotation augmentée, le volume occupé par le moteur est considérablement réduit par rapport à la machine asynchrone du métré de référence. La forme allongée paraît visuellement bien adaptée à l'intégration dans un bogie. Un critère qui reste à quantifier est les vibrations associées à cette machine.

Les résultats montrent que l'interrupteur considéré au carbure de Silicium permet une fréquence de découpage largement augmentée, avec la valeur considérée de 16(kHz). Cela permet d'augmenter à la fois la fréquence électrique du moteur, et l'indice de modulation. En effet, les résultats laissent entrevoir que, pour tirer le meilleur profit de cet interrupteur, il faut concevoir un moteur avec une fréquence électrique augmentée. Il n'est manifestement pas utile d'augmenter exagérément la fréquence électrique, comme le montrent les courbes de masse et de pertes en fonction du rapport de réduction, données au chapitre 6. Par suite, l'indice de modulation peut être augmenté également, ce qui conduit à un plus grand nombre de découpes par période électrique, pour arriver aux 16(kHz). Cela peut permettre de simplifier la commande, avec par exemple l'utilisation d'une seule stratégie de modulation de largeur d'impulsion.

Bibliographie

1) Livres

- [L1] François Caron, *Histoire des chemins de fer français*, tome 1, Fayard, 1997
- [L2] Jean Marc Allenbach, Pierre Chapas, *Traction Electrique*, PPUR, 2008
- [L3] Douglas C. Montgomery, *Design of experiments*, Wiley, 2004
- [L4] Stéphane Tufféry, *Data mining et analyse décisionnelle*, éditions Technip, 2010
- [L5] Raymond H. Myer, Douglas C. Montgomery, *Response surface methodology: Process and product optimization using design experiments*, Wiley, 2002
- [L6] Edwin K. P. Chong, *An introduction to optimization*, Wiley, 1995
- [L7] Goldberg, David E., *Genetic Algorithms in Search, Optimization & Machine Learning*, Addison-Wesley, 1989
- [L8] Athanasios Migdalas, P.M. Pardalos, Peter Varbrand, *Multilevel Optimization: Algorithms and Applications*, Kluwer Academic Publishers, 1997
- [L9] Juha Pyrhönen, Tamani Jokinen, Valéria Hrabovcova, *Design of Rotating Electrical Machines*, Wiley, 2008
- [L10] J.L. Fanchon, *Guide des sciences et technologies industrielles*, Nathan, 2009
- [L11] H.S. Black, *Modulation theory*, Princetown, NJ, Van Nostrand & Co., 1953
- [L12] Thomas A. Lipo, *Analysis of synchronous machines*, University of Wisconsin, 2008
- [L13] Jacek F.Gieras, *Permanent magnet motor technology, design and applications*, third edition, CRC Press, 2010
- [L14] Damien Grenier, Francis Labrique, Herve Buyse, Ernest Matagne, *Electromecanique, Convertisseurs d'énergie et actionneurs*, Dunod, Paris, 2001, in french
- [L15] Jean Taine, *Introduction aux transferts thermiques*, Dunod, 2008
- [L16] A. Bontemps, *Technologie des échangeurs thermiques*, édité par les *Techniques de L'Ingénieur*, 1998

2) Thèses

- [T1] Rockys Akli, *Conception systémique d'une locomotive hybride autonome*, Institut national polytechnique de Toulouse, 2008
- [T2] S. Kreuawan, *Modélisation et conception optimale pour les applications ferroviaires*, thèse de l'école Centrale de Lille, 2008
- [T3] Patrick Ragot, *Modélisation analytique multiphysique pour la conception optimale de moteurs synchrones à aimants permanents*, thèse de l'Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, 2008
- [T4] G. Desbien, *Machines à induction bobinées sur dent*, Institut national polytechnique de Grenoble, 2003
- [T5] D. H. Tran, *Conception optimale d'une chaîne éolienne passive intégrée*, institut national polytechnique de Toulouse, 2010
- [T6] L. E. Radaorozandry, *Conception et optimisation des machines synchrones avec des modèles analytiques en tenant compte de la saturation magnétique*, Faculté des sciences et de génie, université Laval, Québec, 2007
- [T7] W. Lhomme, *Gestion d'énergie de véhicules électrique hybride basée sur la représentation énergétique macroscopique*, Université des Sciences et Technologies de Lille, 2007
- [T8] V. Mester, *Conception optimale systémique des composants des chaînes de traction électriques*, Ecole centrale de Lille, 2007
- [T9] A. Fonseca, *Comparaison de machines à aimants en surface pour la traction de véhicules électriques et hybride*, Institut national polytechnique de Grenoble, 2000
- [T10] A. Berbecea, *Outils pour la conception systémique multiniveaux*, Ecole centrale de Lille, 2012
- [T11] N. Bracikowski, *Conception multi-physique d'une machine synchrone à aimants permanents par des modèles à constantes localisées*, Ecole Centrale de Lille, 2012

3) Articles

- [A1] J. Millán, *Wide band-gap power semiconductor devices*, IET Circuits, Devices & Systems, vol 1, issue 5, pp. 372-379, 2007
- [A2] N. Michelena, H. Min Kim, and P. Papalambros, "A system partitioning and optimization approach to target cascading", International Conference on Engineering Design ICED 99, Munich (Allemagne), 1999
- [A3] M. Steiner, M. Klohr, S. Pagiela, "Energy storage system with ultracaps onboard railway vehicles", European conference on power electronics and applications EPE 2007, Aalborg (Danemark), 2007
- [A4] M. Koot, J.T.B.A. Kessels, B. de Jager, W.P.M.H. Heemels, "Energy management strategies for vehicular electric power systems", *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 54(3) : 771-782, May 2005
- [A5] J. Moreno, M.E. Ortuzar, and J.W. Dixon, "Energy-management system for an hybrid electric vehicle, using ultracapacitors and neural networks", in *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 53(2) : 614-623, April 2006
- [A6] D. Rotenberg, A. Vahidi, and I. Kolmanovsky. "Ultracapacitor assisted powertrains: Modeling, control, sizing, and the impact on fuel economy", in *American Control Conference*, pages : 981-987, June 2008
- [A7] C.R. Akli, X. Roboam, B. Sareni, and A. Jeunesse, "Energy management and sizing of an hybrid locomotive", 12th European Conference on Power Electronics and Applications, 2007
- [A8] F. Moussouni, S. Kreuawan, S. Brisset, F. Gillon, "Analytical target cascading for optimal design of railway traction system", International conference on engineering optimization ENGOPT2008, Rio de Janeiro (Brésil), 2008
- [A9] F. Libert, Investigation on Pole-Slot Combinations for Permanent-Magnet Machines with Concentrated Windings, unpublished, Department of Electrical Machines and Power Electronics, Royal Institute of Technology, Sweden, 2004
- [A10] Damir Zarko, Drago Ban, and Thomas A. Lipo, "Analytical calculation of Magnetic field distribution in the slotted airgap of a surface permanent-magnet motor using complex relative airgap permeance", *IEEE transactions on Magnetics*, vol.42, no.7, july 2006
- [A11] Hamid Ben Ahmed, Nicolas Bernard, Gilles Feld et Bernard Multon, *Machines synchrones, principes généraux et structures*, Techniques de l'ingénieur, D3520, 2005, in french
- [A12] Johan Hamman, Frederick S. Van der Merwe, "Voltage harmonics generated by voltage-fed inverters using PWM natural sampling", *IEEE transactions on power electronics*, vol. 3, no. 3, july 1988
- [A13] Alain Alexandre, Ludovic Tomaselli, *Analyse des transferts énergétiques dans les moteurs automobiles*, Techniques de l'Ingénieur BM 2900
- [A14] B. Aslan, E. Semail, Slot/pole Combinations Choice for Concentrated Multiphase Machines dedicated to Mild-Hybrid Applications

4) Autres documents

- [D1] Marc Debruyne, Formation Traction, TE5 Moteurs de traction
- [D2] Plaquette commerciale du *Velaro* de Siemens,
http://www.siemens.com/industryjournal/pool/01-2010/velaro_en.pdf
- [D3] Plaquette commerciale de l'AGV d'Alstom,
<http://www.alstom.com/Global/Transport/Resources/Documents/Brochure%20-%20Rolling%20stock%20-%20AGV%20very%20high%20speed%20train%20-%20French%20.pdf>
- [D4] Page Wikipédia sur le *Shinkansen* à 2 niveaux, série E1,
http://fr.wikipedia.org/wiki/Shinkansen_s%C3%A9rie_E1

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

- [D5] Plaquette commerciale du tramway de Skoda,
<http://www.skoda.cz/en/products/tramcars/forcity-prague-tramcar/Contents.3/0/06265A37DE4A07930F7872F69B82EC3B/resource.pdf>
- [D6] Librairie des semiconducteur Powerex, www.pwrx.com
- [D7] Présentation en ligne sur les substrats en Carbure de Silicium,
http://www.greps.be/PDF/presentation/SiC_D_Planson.pdf
- [D8] Propriétés du Nomex, <http://www.micel.fr/Nomex-R.html>,
- [D9] Propriétés du Nomex, <http://www.orionind.com/pdfs/nomex410.pdf>
- [D10] Propriétés du fil de Litz,
http://www.sofilec.fr/web/guest/produits_solutions/cables_de_Litz_HF
- [D11] Propriétés des tôles Cogent,
[http://www.sura.se/Sura/hp_products.nsf/vOpendocument/03A8B2433FAE16C4C1256AA8002280E6/\\$FILE/datasheets.pdf?OpenElement](http://www.sura.se/Sura/hp_products.nsf/vOpendocument/03A8B2433FAE16C4C1256AA8002280E6/$FILE/datasheets.pdf?OpenElement)
- [D12] Catalogue Shell des huiles industrielles, <http://www.epc.shell.com/>
- [D13] Echangeurs huile-air Hydac, <http://www.hydac.com/de-fr/produits/echangeurs-de-chaleur-refroidisseur/echangeurs-de-chaleur-huile-air.html>
- [D14] A. Belot, *Calcul des machines électriques tournantes*, polycopié de l'Ecole Supérieure d'Electricité, 1976
- [D15] Auteur inconnu, *Moteurs synchrones à aimants (TGV), Etude de l'encoche stator et étude thermique au point de référence*, Cegelec moteurs
- [D16] Résine diélectrique, http://www.sf-composites.com/fichiers/article/ft/605_ft.pdf
- [D17] Document Alstom de calcul des pertes IGBT, M. Piton. "Rules for use of IGBT packs, losses and Tj calculations" . *réf. TRK 5641977 101*.

Annexes

1) Présentation du projet OPSIM

L'acronyme OPSIM signifie *Optimisation de simulations*. Il fait référence à l'amélioration des simulations de structures de voitures. Cette thématique concerne la plupart des intervenants. La Figure 0-1 ci-dessous fait une synthèse des associations intervenant entre les partenaires du projet OPSIM. Dans ce qui suit sont détaillées les relations numérotées sur la Figure 0-1.

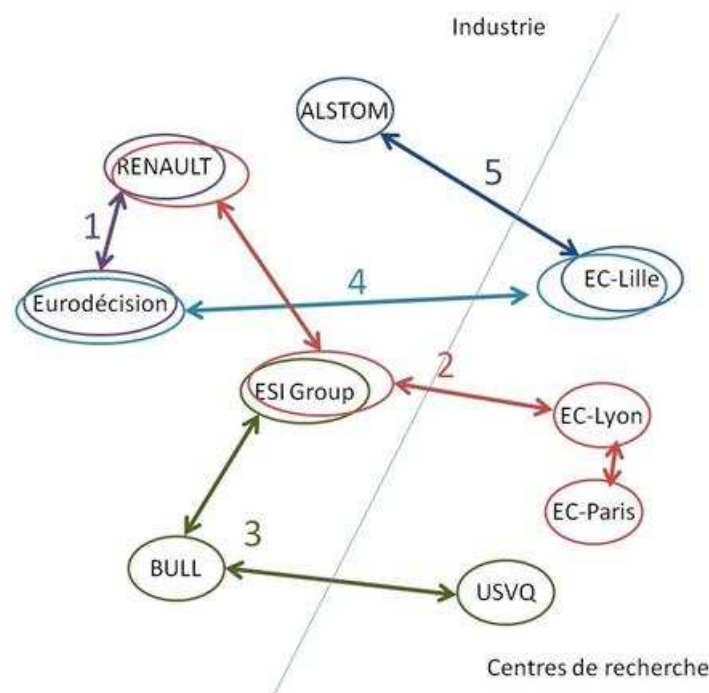


Figure 0-1. Principaux partenaires du projet OPSIM et relations

- 1) *Eurodécision* travaille sur la base de modèles statistiques. Ces modèles sont établis à partir de simulations de vibration et de crash des véhicules du groupe Renault. Les entrées de ces modèles correspondent à l'épaisseur des différentes pièces constituant la structure du véhicule. Les critères calculés sont d'une part la masse du véhicule, d'autre part différentes contraintes garantissant les prestations que doit offrir la solution, comme par exemple la préservation de l'espace vital des occupants en cas de crash. A partir de ces modèles, *Eurodécision* met en oeuvre des méthodes d'optimisation, des méthodes d'analyse multi-critères et des représentations graphiques. L'amélioration de ces méthodes est l'objectif d'*Eurodécision* dans le cadre du projet OPSIM.
 - L'optimisation multicritère permet de trouver des solutions améliorées par rapport à la solution initiale. A l'étape d'optimisation fait suite une étape de validation et de raffinement du modèle statistique, par l'intermédiaire de nouvelles simulations.
 - Les techniques d'analyse multicritères permettent :
 - o De grouper les solutions par ressemblance. Exemple : Méthode du clustering hiérarchique.

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

- De sélectionner les meilleures solutions de chaque groupe. C'est l'objet de la méthode "electre". On obtient ainsi un petit nombre (une dizaine) de solutions qui sont chacune les meilleures de leur groupe.
 - Les représentations graphiques permettent finalement au concepteur de sélectionner des solutions (Pareto, diagramme spider), de visualiser la robustesse de la solution (matrice des distances) ou encore l'influence (linéaire ou interactions) des différents facteurs sur les réponses (Morris).
- 2) La société *ESI-Group* commercialise le logiciel *PAM-CRASH* utilisé par *Renault* pour les simulations de crash. L'équipe "Dynamique des structures et des systèmes" de l'Ecole Centrale de Lyon collabore avec *Renault* depuis plusieurs années dans le but d'établir une "méthode de conception robuste et fiable" (cf. document de proposition du projet). Dans le cadre du projet OPSIM, la collaboration entre les trois entités *ESI*, *Renault* et *EC-Lyon* a pour but d'améliorer le logiciel *PAM-CRASH*. Les voies d'amélioration dégagées concerne la "*dispersion numérique et la robustesse en crash*" (cf livrable 3).
 - 3) La troisième association, *ESI – BULL – UVSQ*, a également pour but l'amélioration de performance des simulations de crash. La voie d'amélioration concerne notamment l'adaptation du code de *PAM-CRASH* aux " *futures machines BULL hautement parallèles*". *L'UVSQ* intervient dans la parallélisation des calculs et l'optimisation de code. Le projet OPSIM est par ailleurs l'occasion pour *BULL* "*d'évaluer une offre de calcul à la demande*". Si l'intervention de *L'UVSQ* a été retardée pour des raisons juridiques, des progrès importants ont été réalisés en ce qui concerne la parallélisation des calculs. Ils permettront de diminuer sensiblement les temps de simulation.
 - 4) *Eurodécision* a échangé avec l'Ecole Centrale de Lille sur les méthodologies complexes d'optimisation. Une méthode de représentation multi-critères a été proposée par l'EC-Lille. Une bibliothèque de fonctions analytiques pour tester les algorithmes d'optimisation a été échangée. Différents essais comparatif d'Algorithmes ont eu lieu. L'EC-Lille a développé un nouvel algorithme EGO multi-objectifs.
 - 5) *ALSTOM* a travaillé avec EC-Lille à la définition de problèmes industriels à résoudre au cours de la présente thèse. Ces problèmes concernent un système de stockage, et une pré-étude de chaîne de traction pour métro.

2) Définition des stratégies MLI pour l'AGV

Pour la commande des moteurs, *Alstom* utilise la modulation de largeur d'impulsions à angles calculés. Chaque stratégie MLI est définie par une table d'angles qui fixe les angles de commutation, en fonction du taux de modulation souhaité (c'est-à-dire en fonction de l'amplitude du fondamental de tension souhaité). Le calculateur embarqué passe d'une stratégie à l'autre lorsque le train est en marche.

La commande de l'AGV est particulière parce que le nombre de paires de pôles (6) conduit à une fréquence électrique élevée (jusqu'à 500Hz) qui a posé des difficultés. Le travail décrit dans cette partie a consisté à trouver la meilleure stratégie MLI applicable à chaque point de fonctionnement du moteur.

La meilleure stratégie est celle pour laquelle les pertes harmoniques dans le moteur sont minimales. Un point de fonctionnement est défini par le triplet :

- Couple moteur.
- Fréquence statorique.
- Tension de bus.

Quatre contraintes doivent être vérifiées pour qu'une stratégie MLI soit réalisable par le module. Elles concernent :

- La fréquence de découpe. L'allumeur permet de réaliser au maximum 1500 découpes par secondes.
- La valeur du taux de modulation *mod* demandée. Elle doit être inférieure à la valeur maximale autorisée par la stratégie.
- Le temps de conduction des IGBT. On le compare à la valeur minimale donnée par le constructeur, à laquelle on ajoute une valeur fixe pour limiter les risques de court-circuiter un bras.
- La température des semi-conducteurs. On s'intéresse à la température « statique ». C'est-à-dire la valeur qui serait atteinte si le point de fonctionnement était maintenu indéfiniment. On s'assure ainsi que les températures interdites ne seront jamais atteintes.

Le travail réalisé a consisté à appliquer une forme temporelle de tension commutée à un schéma équivalent fourni par le constructeur du moteur. Cette opération a été répétée pour chaque point de fonctionnement, pour chaque tension de bus, et pour chaque stratégie. Un modèle dédié fourni par le constructeur permet d'estimer les pertes harmoniques d'après les formes d'ondes dans le moteur. La stratégie qui occasionne le moins de pertes harmoniques est retenue. Un exemple de résultat est donné en Figure 0-2, pour une tension de bus donnée.

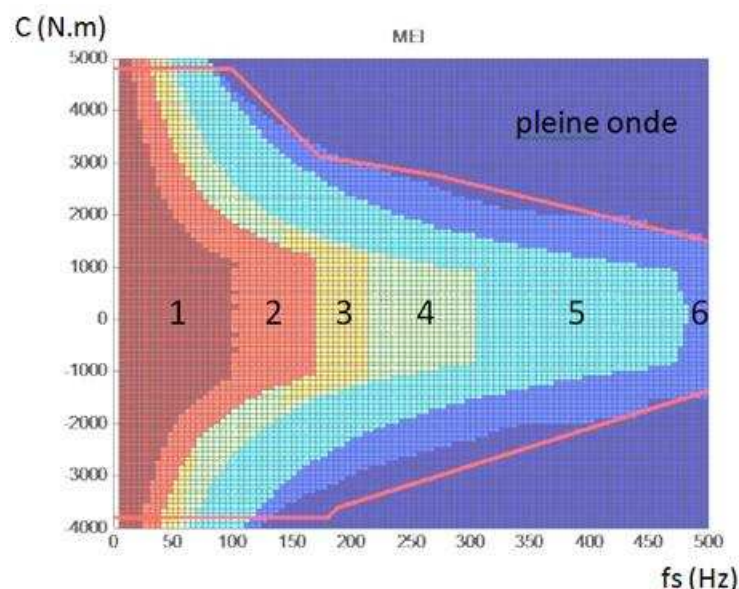


Figure 0-2. Meilleures stratégies en fonction du point de fonctionnement

Logiquement, les stratégies retenues sont à nombre d'angles décroissant à mesure que la fréquence électrique augmente. L'intérêt du résultat réside dans la connaissance précise des frontières, la possibilité d'éliminer des stratégies si elles n'ont pas une utilité suffisante.

Titre

Vers une conception optimale des chaînes de traction ferroviaire

Résumé

Cette thèse aborde la conception optimale des chaînes de traction par l'exemple d'une chaîne de traction pour métro. Les données d'entrée de la conception d'une chaîne de traction sont la performance attendue et l'encombrement des équipements nécessaires.

Pour aider le concepteur, l'outil informatique donne aujourd'hui la possibilité de construire une grande variété de modèles. D'autre part, les algorithmes d'optimisation permettent de trouver les configurations optimales. Ces possibilités ont été exploitées au cours de ce travail. Les modèles développés permettent d'estimer un large nombre de critères. A travers l'exemple de ces modèles, la méthode de conception suivie est détaillée dans le rapport. D'un point de vue technique, la chaîne de traction proposée est détaillée dans le dernier chapitre.

Mots-clé

Chaîne de traction électrique ferroviaire, conception optimale, moteur synchrone à aimants permanents, interrupteur de puissance au carbure de Silicium

Title

Toward optimal design of railway drivetrains

Abstract

This thesis deals with the optimal design of electric drivetrains. A drivetrain for metro is taken as an example. The input data for the design are the expected performance and the size of the required equipments.

To assist the designer, the computing tool now gives the opportunity to build different sort of models. In addition, optimization algorithms allow finding optimal configurations. This work is an attempt to exploit these possibilities. The design models are used to value a large number of criteria. Through the example of these models, the design method followed is detailed in the document. From a technical point of view, the proposed drivetrain is detailed in the last chapter.

Keywords

Railway electric drivetrain, optimal design, permanent magnet synchronous motor, silicon carbide power switch