



HAL
open science

Conception Optimale Systémique des Composants des Chaînes de Traction Electrique

Victor Mester

► **To cite this version:**

Victor Mester. Conception Optimale Systémique des Composants des Chaînes de Traction Electrique. Autre. Ecole Centrale de Lille, 2007. Français. NNT : . tel-00160666v1

HAL Id: tel-00160666

<https://theses.hal.science/tel-00160666v1>

Submitted on 6 Jul 2007 (v1), last revised 13 Jul 2007 (v2)

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.

Ecole Centrale de Lille

THESE

Présentée en vue d'obtenir le grade de

DOCTEUR

Spécialité :
Génie Electrique

par

Victor MEȘTER

Doctorat délivré par l'Ecole Centrale de Lille

Titre de la thèse :

Conception Optimale Systémique des Composants des Chaînes de Traction Electrique

Soutenue le 22 Mai 2007 devant le jury d'examen constitué de :

Mircea M. RADULESCU	Professeur des Universités (UTC-N, Roumanie)	Président et Rapporteur
Mohamed GABSI	Maître de Conférences HDR (ENS, CACHAN)	Rapporteur
Claude MARCHAND	Professeur des Universités (LGEP/SPEE, SUPELEC)	Examineur
Bruno SARENI	Maître de Conférences HDR (ENSEEIH – INPT)	Examineur
Frédéric WURTZ	Chargé de Recherche CNRS (G2ELAB, ENSIEG)	Examineur
Frédéric GILLON	Maître de Conférences (L2EP, E.C.Lille)	Codirecteur de thèse
Pascal BROCHET	Professeur des Universités (L2EP, E.C.Lille)	Directeur de thèse

Laboratoire L2EP, EA2697
Ecole Centrale de Lille
Cité Scientifique - BP 48
F-59651 Villeneuve d'Ascq Cedex

Conception Optimale Systémique des Composants des Chaînes de Traction Electrique

Résumé

Les préoccupations actuelles sur le réchauffement climatique et la déplétion des ressources fossiles exigent une mutation basée sur le développement durable. Ainsi, afin de garder nos acquis en termes de mobilité, il est extrêmement important de trouver des solutions de propulsion *propres* et *efficaces*. C'est pourquoi, la conception optimale systémique des chaînes de traction électrique est un enjeu majeur.

La thèse présente une méthodologie rationnelle pour la conception optimale systémique appliquée à la conception des chaînes de traction électrique. La méthodologie est générale et se base sur l'optimisation sous contraintes. Elle intègre l'utilisation de différents niveaux de granularité au sein du modèle de conception. Une interface a été développée afin d'appliquer aisément cette méthodologie à des cas pratiques variés. Deux objectifs ont été traités, le premier concerne la définition des cahiers des charges des composants, le deuxième concerne la conception détaillée d'un composant de la chaîne de traction en prenant en compte l'ensemble du système. Ces applications mettent en évidence les avantages de la méthodologie proposée et l'importance de l'approche systémique.

Mots-clés

Conception Optimale Systémique, Méthodologie de la Conception, Orientation de la Conception, Optimisation sous Contraintes, Plans d'Expériences, Analyse de la Sensibilité, Efficacité Energétique, Model Multi-physique, Multi-modèle, Modèle Eléments Finis, Véhicule Electrique, Véhicule Hybride, Performances du Véhicule, Dynamique du Véhicule, Chaîne de Traction, Cahier des Charges, Surface de Rendement, Machines Electriques, Dimensionnement, Moteur Synchrone à Aimants Permanents, Réchauffement Climatique, Epuisement de Ressources Pétrolières.

Global Optimal Design of Electric Drive Trains Components

Abstract

Given the actual international concerns about global warming and oil depletion, there are increased interests on sustainable development. Thus, in order to preserve our actual mobility habits, it is very important to find new solutions for *clean* and *efficient* propulsion. Therefore, the global optimal design in the field of electric drive train is of major interest.

The present dissertation proposes a rational methodology for global optimal design and uses it to design electric drive trains. The methodology is general and is managed by constrained optimization. It allows different levels of granularity within the design model. A graphical user interface was developed in order to easily apply this methodology to various practical cases of design. Two objectives were considered. The first relates to the definition of the component specifications, the second one to the detailed design of one or more components of the drive train taking into account the whole system. These applications highlight the advantages of suggested methodology and the importance of a systemic approach.

Keywords

Global Optimal Design, Design Methodology, Design Orientation, Constrained Optimization, Experimental Design, Sensitivity Analysis, Energy Efficiency, Multiphysic Model, Multimodel, Finite Element Model, Electric Vehicle, Hybrid Vehicle, Vehicle Performances, Vehicle Dynamics, Drive Train, Specifications, Efficiency Surface, Electric Motor, Sizing, P.M. Motor, Global Warming, Oil Depletion.

Avant Propos

Les travaux de recherche présentés dans ce mémoire ont été réalisés à l'Ecole Centrale de Lille, dans le Laboratoire d'Electrotechnique et d'Electronique de Puissance (L2EP) de Lille, au sein de l'équipe Conception et Optimisation de Machines Electriques (COME).

Remerciements

Mes plus vifs remerciements vont à toutes les personnes ayant contribué au bon déroulement et à l'aboutissement de cette thèse, tant sur le plan professionnel que sur le plan personnel.

En premier lieu, c'est un agréable plaisir d'exprimer ma profonde gratitude à Monsieur Pascal BROCHET, Professeur des Universités à l'Ecole Centrale de Lille et responsable de l'Equipe COME pour m'avoir accueilli au sein de son équipe et m'avoir offert la chance de réaliser ces travaux dans des conditions exceptionnelles.

Je suis également extrêmement reconnaissant envers Monsieur Frédéric GILLON, Maître de Conférences à l'Ecole Centrale de Lille, équipe COME et co-directeur de ma thèse, pour son dévouement, son aide précieuse et pour ses qualités scientifiques et humaines dont il a fait preuve tout au long de la réalisation de ces travaux. Je lui exprime toute ma gratitude.

Remerciements et profonde gratitude vont également aux membres de la commission d'examen. Tout d'abord, je tiens à exprimer ma profonde reconnaissance envers Monsieur Mircea M. RADULESCU, Professeur des Universités à l'Université Technique de Cluj-Napoca, pour avoir accepté d'examiner mon travail et de présider mon jury de soutenance.

Je suis également reconnaissant à Monsieur Mohamed GABSI, Maître de Conférences, HDR à ENS CACHAN, qui ma fait l'honneur de siéger au jury en qualité de rapporteur.

Pour leur participation à l'évaluation scientifique de ces travaux, je tiens également à remercier Messieurs Claude MARCHAND, Professeur des Universités à LGEP/SPEE, SUPELEC, Bruno SARENI, Maître de Conférences, HDR à ENSEEIHT – INPT, Frédéric WURTZ, Chargé de Recherche CNRS à G2ELAB, ENSIEG, et Armando FONSECA, ingénieur à Technocentre RENAULT.

C'est avec joie que je salue les membres du laboratoire, et plus particulièrement ceux de l'Ecole Centrale de Lille, avec lesquels j'ai passé ces dernières années. En spécial, j'aimerais mentionner mes chers amis Bellemain NAPPAME, Nassim RIZOUG et Gabriel CIMUCA qui m'ont accompagné depuis mon arrivé en France. J'apprécie beaucoup leur amitié.

Il me sera impossible, enfin, de ne pas saluer ma famille et mes amis de Roumanie. Malgré mon éloignement ces dernières années, leur confiance et leur amour n'ont cessé de me prodiguer, tout au long de cette entreprise. J'adresse toute mon affection à ma famille, et en particulier à mon épouse Viorica, notre petit Melhi, mais également à mes parents et à mes soeurs. Ma reconnaissance envers eux est inexprimable.

Table de Matières

INTRODUCTION GENERALE	1
------------------------------------	----------

CHAPITRE 1

LE VEHICULE AUTOMOBILE A TRACTION ELECTRIQUE, UNE SOLUTION AUX PROBLEMES CONTEMPORAINS D'EMISSIONS DE GAZ A EFFET DE SERRE ET DE L'EPUISEMENT DES RESSOURCES FOSSILES	5
--	----------

1.1. DES PROBLEMES ENVIRONNEMENTAUX ET DES RESSOURCES LIMITEES	5
1.1.1. <i>Effet de serre et réchauffement climatique</i>	5
1.1.1.1. Le mécanisme de l'effet de serre	6
1.1.1.2. Les gaz à effet de serre.....	7
1.1.1.3. Les conséquences de l'effet de serre.....	8
1.1.1.4. Autres conséquences des émissions du CO ₂	10
1.1.1.5. La lutte contre l'effet de serre	11
1.1.1.5.1. La réduction des gaz à effet de serre au niveau des pays	11
1.1.1.5.2. La réduction de gaz à effet de serre au niveau du transport	11
1.1.1.5.3. Exemples des solutions pratiques proposées	13
1.1.1.6. Conclusion	14
1.1.2. <i>Limitation des ressources fossiles</i>	14
1.1.2.1. La Courbe de Hubbert et le pic pétrolier	15
1.1.2.2. Les pronostics sur l'imminence du pic pétrolier	15
1.1.2.3. Conclusion	17
1.1.3. <i>Conclusion</i>	17
1.2. LES DIFFERENTES CLASSES DES CHAINES DE TRACTION ELECTRIQUE ET EXEMPLES DE REALISATIONS....	18
1.2.1. <i>Le tout électrique</i>	19
1.2.1.1. Historique	19
1.2.1.2. Réalisations.....	21
1.2.1.2.1. Les véhicules électriques commercialisés	22
1.2.1.2.2. Les moteurs roues.....	23
1.2.1.2.3. Les véhicules électriques et la source d'énergie embarquée.....	23
1.2.1.3. Conclusion	26
1.2.2. <i>Le véhicule hybride</i>	26
1.2.2.1. Historique	27
1.2.2.2. Définition et classifications.....	27
1.2.2.3. Hybride « micro »	29
1.2.2.4. Hybride « mild »	29
1.2.2.5. Hybride « full »	29
1.2.2.6. Hybride Série	30
1.2.2.7. Hybride Parallèle	31
1.2.2.8. Hybride Série/Parallèle	32
1.2.2.9. Hybride complexe	34
1.2.2.10. Hybride « plug-in »	35
1.2.3. <i>Conclusion</i>	36
1.3. CONCLUSION	37
1.4. REFERENCES	39

CHAPITRE 2

METHODOLOGIE POUR LA CONCEPTION OPTIMALE SYSTEMIQUE	47
--	-----------

2.1. LA NECESSITE D'UNE CONCEPTION OPTIMALE SYSTEMIQUE	47
2.1.1. <i>Pourquoi une conception optimale pour les VE</i>	47
2.1.1.1. Critère énergétique – minimisation de la consommation énergétique.....	48
2.1.1.2. Critère économique – minimisation du prix du véhicule	48
2.1.2. <i>Pourquoi une conception systémique pour les VE</i>	48
2.1.2.1. Fort couplage entre les composants	48
2.2. ORIENTATION DU MODELE POUR LA CONCEPTION	50
2.2.1. <i>La conception et le principe de causalité</i>	50
2.2.2. <i>La conception définie comme un problème inverse</i>	51

2.2.3. <i>Problème inverse vu comme un problème mal posé</i>	52
2.2.4. <i>Démarche classique pour simuler le comportement</i>	52
2.2.5. <i>Modèle de comportement pour résoudre un problème inverse à l'aide de l'optimisation</i>	53
2.2.6. <i>Modèle de conception idéal pour résoudre un problème inverse</i>	54
2.2.7. <i>Modèle de conception pour résoudre les problèmes inverses à l'aide de l'optimisation</i>	54
2.2.8. <i>Illustrations</i>	55
2.2.8.1. <i>Modèle direct pour la simulation</i>	56
2.2.8.2. <i>Modèle inverse idéal pour la conception</i>	56
2.2.8.3. <i>Conception optimale avec le modèle direct et le modèle inverse idéal</i>	57
2.2.8.4. <i>Conception optimale idéale</i>	58
2.3. MODELE DE CONCEPTION OPTIMALE SYSTEMIQUE DE LA CHAINE DE TRACTION D'UN VEHICULE ELECTRIQUE	59
2.3.1. <i>Rôle du concepteur et de l'outil dans le processus de conception</i>	60
2.3.2. <i>Différents niveaux de conception</i>	61
2.3.3. <i>Modèle systémique</i>	61
2.3.4. <i>Modèle de granularité variable</i>	62
2.3.5. <i>Structure du modèle de conception systémique</i>	64
2.3.5.1. <i>La non-linéarité du modèle de conception</i>	66
2.3.5.2. <i>L'optimisation avec contraintes au cœur du modèle de conception</i>	66
2.3.5.3. <i>Processus 1 – Modélisation dynamique inverse du véhicule</i>	67
2.3.5.4. <i>Processus 2 – Elaboration du cahier des charges des composants</i>	68
2.3.5.5. <i>Processus 3 – Dimensionnement des composants</i>	68
2.3.5.5.1. <i>Modèles simplifiés</i>	69
2.3.5.5.2. <i>Modèles détaillés</i>	70
2.3.5.6. <i>Considération Pratique</i>	70
2.3.6. <i>Réalisations du modèle de conception du véhicule électrique</i>	71
2.3.6.1. <i>Elaboration des cahiers des charges dans une approche systémique</i>	71
2.3.6.2. <i>Conception des composants dans une approche systémique</i>	71
2.3.7. <i>Application de la méthodologie au modèle systémique multi-niveau</i>	71
2.3.8. <i>Logiciel monVEOptim</i>	72
2.4. ALGORITHME D'OPTIMISATION AVEC CONTRAINTES	75
2.4.1. <i>Forme générale d'un problème d'optimisation</i>	75
2.4.2. <i>La méthode SQP</i>	77
2.4.3. <i>Considérations pratiques sur l'utilisation de la méthode SQP</i>	78
2.4.3.1. <i>Nécessité de mettre les variables à l'échelle</i>	79
2.5. ANALYSE DE SENSIBILITE PAR LA METHODE DES PLANS D'EXPERIENCES	82
2.6. CONCLUSION	83
2.7. REFERENCES	86

CHAPITRE 3

MODELISATION DE LA CHAINE DE TRACTION ELECTRIQUE	91
3.1. MODELE DYNAMIQUE INVERSE DU VEHICULE ELECTRIQUE - APPROCHE ENERGETIQUE	91
3.1.1. <i>Performances dynamiques imposées au véhicule</i>	92
3.1.2. <i>Dynamique du véhicule</i>	95
3.1.2.1. <i>Force de Roulement</i>	96
3.1.2.2. <i>Force due au profil de la route</i>	97
3.1.2.3. <i>Force de résistance aérodynamique</i>	98
3.1.2.4. <i>Force due à l'accélération</i>	99
3.1.2.5. <i>Performances dynamiques imposées à la chaîne de traction</i>	100
3.1.3. <i>Modèle de la chaîne de traction – approche énergétique</i>	102
3.1.3.1. <i>Réducteur et transmission</i>	102
3.1.3.2. <i>Moteur électrique - Approche énergétique par surfaces de rendement</i>	102
3.1.3.2.1. <i>Détermination expérimentale de la surface en régime statique</i>	103
3.1.3.2.2. <i>Détermination analytique</i>	104
3.1.3.2.2. a) <i>Relation analytique générale pour la simulation</i>	105
3.1.3.2.2. b) <i>Relation analytique explicite pour la conception</i>	106
3.1.3.2.3. <i>Validation expérimentale en fonctionnement dynamique</i>	107
3.1.3.2.4. <i>Critère d'optimisation énergétique du moteur électrique en régime dynamique</i>	109
3.2. MODELES D'ELABORATION DU CAHIER DES CHARGES DES COMPOSANTS	110
3.2.1. <i>Batterie</i>	110
3.2.2. <i>Fonctionnement du moteur à puissance maximale constante</i>	111
3.3. MODELES DE DIMENSIONNEMENT DES COMPOSANTS	112
3.3.1. <i>Modèles simplifiés</i>	112
3.3.2. <i>Modèles détaillés</i>	113

3.3.2.1. Modèle Analytique	114
3.3.2.1.1. Modèle Analytique Direct	114
3.3.2.1.2. Modèle Analytique Inverse	114
3.3.2.2. Modèle Numérique	115
3.3.2.2.1. Modèle Malléable et Fiable	117
3.3.2.2.2. Modèle Précis et Robuste	118
3.3.2.2.3. Modèle à variables discrètes	122
3.3.2.3. Vision Multi-Modèle Multi-Physique	122
3.4. CONCLUSION	122
3.5. REFERENCES	125
CHAPITRE 4	
ELABORATION D'UN CAHIER DES CHARGES DANS UNE APPROCHE SYSTEMIQUE.....	129
4.1. ANALYSE DE SENSIBILITE DU MODELE DE CONCEPTION	129
4.1.1. <i>Modèle de conception systémique étudié</i>	130
4.1.1. <i>Analyse de sensibilité</i>	131
4.2. APPLICATION DEVAL-KART	133
4.2.1. <i>Performances imposées au déval-kart</i>	133
4.2.2. <i>Le problème d'optimisation</i>	134
4.2.3. <i>Résultats</i>	136
4.2.4. <i>Conclusion</i>	139
4.3. CONCLUSION	140
4.4. REFERENCES	141
CHAPITRE 5	
CONCEPTION D'UN COMPOSANT DANS UNE APPROCHE SYSTEMIQUE.....	145
5.1. CONCEPTION D'UN MOTEUR-ROUE PAR UNE APPROCHE SYSTEMIQUE	145
5.1.1. <i>Problème d'Optimisation</i>	145
5.1.2. <i>Résultats du processus de Conception</i>	149
5.1.3. <i>Conclusion</i>	154
5.2. DIMENSIONNEMENT D'UN MOTEUR ELECTRIQUE PAR UN MODELE MULTI-PHYSIQUE	155
5.2.1. <i>Le Multi-Modèle et le Problème d'Optimisation</i>	155
5.2.1.1. <i>Modèle Electromagnétique Numérique</i>	156
5.2.1.2. <i>Modèle Thermique Analytique</i>	156
5.2.1.3. <i>Modèle Vibro-acoustique Analytique « Surrogate »</i>	157
5.2.3. <i>Résultats d'Optimisations</i>	160
5.2.4. <i>Conclusion</i>	166
5.3. CONCLUSION	167
5.4. REFERENCES	168
CONCLUSION GENERALE	170
ANNEXES	
ANNEXE 1.1 – SOURCES D'INFORMATION SUR LE CHANGEMENT CLIMATIQUE.....	177
ANNEXE 1.2 – EMISSIONS ET CONCENTRATIONS ATMOSPHERIQUES DE CO ₂	178
ANNEXE 1.3 – VARIATION DE LA TEMPERATURE A LA SURFACE DE LA TERRE (1000-2100).....	179
ANNEXE 1.4 – LES PRINCIPAUX GAZ A L'EFFET DE SERRE, LEUR DUREE DE VIE ET LEUR POUVOIR DE RECHAUFFEMENT	180
ANNEXE 1.5 – LA PRODUCTION, LA CONSOMMATION ET LE FLUX PETROLIER A L'ECHELLE DU GLOBE	181
ANNEXE 1.6 – L'INDUSTRIE AUTOMOBILE A L'ECHELLE DU GLOBE	182
ANNEXE 3.1 – LA VARIATION DU COEFFICIENT DE RESISTANCE AU ROULEMENT C_{RR}	183
ANNEXE 3.2 – LA VALEUR DU COEFFICIENT AERODYNAMIQUE C_x	184
ANNEXE 5.1 – FICHER MATLAB REPRESENTANT LE MODELE THERMIQUE EN REGIME PERMANENT.....	186
ANNEXE 5.2 – FICHER MATLAB DE CONSTRUCTION DU MODELE « SURROGATE ».....	188
ANNEXE 5.3 – FICHER MATLAB REPRESENTANT LE MODELE « SURROGATE » DU BRUIT MAXIMALE DU MOTEUR	190

Introduction Générale

Le monde dans lequel nous vivons est très dynamique. L'âge d'or de l'énergie fossile a mis à notre disposition une énergie abondante à faible coût. Cela a permis de propulser le développement de la technologie qui produit actuellement des innovations majeures en un temps de plus en plus court. La qualité de la vie s'améliore et la majorité des personnes dans les pays développés ont accès à des conditions de vie inaccessibles aux siècles passés. Les possibilités actuelles de communications et de mobilité sont uniques dans l'histoire de l'humanité. De plus, les recherches qui s'opèrent actuellement témoignent d'une évolution continue. Le monde de demain sera encore différent de celui d'aujourd'hui. Mais, les changements qui apparaîtront dans notre quotidien ne seront pas exclusivement dus aux avancées technologiques, mais seront également imposés par des mesures contraignantes provenant de la forte industrialisation des deux siècles passés. Ainsi, les préoccupations actuelles majeures sur la pollution, la préservation de l'environnement mais aussi sur le réchauffement climatique et l'épuisement des ressources fossiles sont des préoccupations qui n'existaient pas auparavant et qui produiront des modifications importantes de notre quotidien.

Grâce à l'augmentation considérable de la puissance de calcul, par l'apparition et le développement des ordinateurs, il est devenu possible de créer des modèles virtuels afin de représenter les objets de la réalité. Puis, un autre défi est apparu : créer la réalité conforme à nos besoins à l'aide de modèles par un processus dit de *conception*. Comment faire cela ? Si pour représenter la réalité par des modèles dits de « comportement » il suffit de l'observer et de le reproduire dans un modèle ; en quoi consiste le processus de conception ? De plus, le produit à concevoir ne doit pas seulement répondre aux critères de performance mais également respecter l'environnement dans lequel il va fonctionner. Etant dans « l'ère de la technologie », le concepteur ne peut plus être satisfait d'un produit standard, mais cherchera un produit optimal et spécifique.

Quelle est alors la méthodologie permettant de déterminer le produit le mieux approprié aux performances souhaitées ? Du point de vue physique, cela revient à déterminer la cause en fonction des effets souhaités. Le défi supplémentaire est d'intégrer les contraintes extérieures imposées par le milieu environnemental pour aboutir à *l'éco-conception optimale*.

Le présent ouvrage présente une méthodologie rationnelle pour la conception optimale systémique d'un système de transport, et notamment d'une chaîne de traction de véhicule électrique. Comme le produit à concevoir est complexe avec un fonctionnement dynamique, la méthode de conception doit tenir compte de cette dynamique et de la complexité structurelle du produit. Ceci converge vers une conception optimale systémique qui prend en compte les interactions entre les composants et produit un système optimisé pour un cycle de fonctionnement imposé.

Le premier chapitre définit le contexte actuel qui justifie, et même exige, une conception optimale systémique dans le domaine des véhicules automobiles. Le chapitre se divise en deux parties principales. Premièrement, les grands problèmes actuels sont présentés, car ils incitent à l'apparition de la traction électrique dans le domaine du transport individuel autonome, notamment le réchauffement climatique et la déplétion des ressources pétrolières. Deuxièmement, les chaînes de traction électrique et hybride envisagées comme solution sont présentées et quelques exemples de réalisations sont donnés. Le chapitre conclut sur les tendances actuelles des constructeurs automobiles et sur les orientations futures exigées dans un monde s'orientant de plus en plus vers un développement durable.

Le deuxième chapitre représente la partie la plus importante de la thèse et contient notre plus grande contribution. Une fois convaincu de l'importance de la conception optimale systémique des systèmes complexes, le défi est d'identifier une méthodologie pour aborder le problème de conception. En effet, une bonne méthodologie allège le travail et assure un bon résultat final. Ainsi, ce chapitre présente la méthodologie envisagée pour la conception optimale systémique des chaînes de traction électrique ; cette approche a un caractère générique.

Le début du chapitre justifie le besoin d'une approche optimale et systémique pour la conception. Ensuite, il présente des considérations générales sur l'orientation des modèles par rapport au principe de causalité et établit la meilleure orientation pour la conception. Sur cette base, le modèle de conception est détaillé et ses caractéristiques principales sont présentées. Ainsi, le modèle de conception est composé de trois processus et géré par optimisation sous contraintes. Il présente un caractère structurel permettant différents niveaux de granularité de modèles internes. Ensuite, le chapitre présente deux utilisations possibles du modèle de conception : la première concerne la définition des cahiers des charges des composants et la deuxième la conception détaillée d'un ou plusieurs composants de la chaîne de traction tout en prenant en compte l'ensemble du système. L'intérêt de la méthodologie pour la conception d'un système multi-niveau est également abordé.

Pour faciliter l'application de la méthodologie une interface graphique a été développée. Elle reprend la méthodologie dans sa structure et assiste le concepteur dans la définition et la résolution du problème. Comme l'optimisation représente une partie clé de la méthodologie, un paragraphe supplémentaire explique le déroulement de l'algorithme adopté ainsi que quelques considérations pratiques sur son utilisation. Le chapitre fini avec un minimum d'informations sur l'analyse de sensibilité par plans d'expériences qui représente un outil important pour la définition rationnelle du modèle de conception systémique conforme à l'objectif du concepteur.

Le troisième chapitre détaille les modèles constituant le modèle de conception avec une attention particulière sur la dynamique du véhicule, la modélisation du moteur par surface de rendement et le modèle de dimensionnement. L'originalité de ce dernier repose sur la mise en évidence de deux types des modèles de dimensionnement : simplifiés et détaillés. Un deuxième aspect original consiste à l'utilisation d'un modèle éléments finis comme modèle de dimensionnement détaillé. Etant donné que par sa nature le modèle éléments finis est un modèle de comportement, son utilisation pour la conception nécessite certaines considérations qui seront détaillées dans ce chapitre.

Le quatrième chapitre a pour but principal l'application de la méthodologie pour la détermination des cahiers des charges des composants dans une approche systémique. Pour débiter, le chapitre présente l'idée de granularité lors de la construction du modèle de conception. Ainsi, il commence par un modèle systémique simple pour faire une analyse de sensibilité afin de déterminer les parties du modèle les plus influentes, nécessitant plus de précision dans la modélisation. Ensuite, le chapitre présente une application spécifique sur un kart électrique, ayant le but de concevoir sa chaîne de traction pour un parcours donné. L'exemple utilise des modèles simples et se situe au premier niveau d'utilisation de la méthodologie.

Le cinquième chapitre utilise la méthodologie pour la conception détaillée d'un moteur électrique de traction de type moteur-roue tout en considérant la globalité de la chaîne de traction par une approche systémique. Le processus de conception prend en compte le comportement dynamique du système et permet un sous-dimensionnement du moteur (downsizing) à l'aide d'une contrainte sur sa température maximale durant le cycle de fonctionnement.

Finalement, un modèle multi-physique de dimensionnement est construit à partir d'un modèle éléments finis. Ce modèle multi-physique intègre un modèle éléments finis pour les phénomènes électromagnétiques, un modèle analytique pour la thermique et un modèle « surrogate » pour les propriétés vibro-acoustiques. Ce multi-modèle est utilisé pour le dimensionnement d'un moteur en vue de son utilisation dans le processus de conception optimale systémique.

La conclusion générale souligne les contributions originales apportées à la conception optimale systémique et à la conception optimale systémique des chaînes à traction électrique en particulier.

Ce travail montre l'importance de l'approche systémique dans la conception optimale et fournit une méthodologie pour la conception optimale systémique. Il illustre également les difficultés de la conception et l'importance de la définition du problème de conception à partir des outils actuels d'optimisation et de modélisation, mais aussi à partir des capacités croissantes de l'informatique.

CHAPITRE I

Le véhicule automobile à traction électrique, une solution aux problèmes contemporains d'émissions de gaz à effet de serre et de l'épuisement des ressources fossiles

1.1. DES PROBLEMES ENVIRONNEMENTAUX ET DES RESSOURCES LIMITEES	5
1.1.1. EFFET DE SERRE ET RECHAUFFEMENT CLIMATIQUE.....	5
1.1.1.1. <i>Le mécanisme de l'effet de serre</i>	6
1.1.1.2. <i>Les gaz à effet de serre</i>	7
1.1.1.3. <i>Les conséquences de l'effet de serre</i>	8
1.1.1.4. <i>Autres conséquences des émissions du CO₂</i>	10
1.1.1.5. <i>La lutte contre l'effet de serre</i>	11
1.1.1.5.1. <i>La réduction des gaz à effet de serre au niveau des pays</i>	11
1.1.1.5.2. <i>La réduction de gaz à effet de serre au niveau du transport</i>	11
1.1.1.5.3. <i>Exemples des solutions pratiques proposées</i>	13
1.1.1.6. <i>Conclusion</i>	14
1.1.2. LIMITATION DES RESSOURCES FOSSILES.....	14
1.1.2.1. <i>La Courbe de Hubbert et le pic pétrolier</i>	15
1.1.2.2. <i>Les pronostics sur l'imminence du pic pétrolier</i>	15
1.1.2.3. <i>Conclusion</i>	17
1.1.3. CONCLUSION	17
1.2. LES DIFFERENTES CLASSES DES CHAINES DE TRACTION ELECTRIQUE ET EXEMPLES DE REALISATIONS	18
1.2.1. LE TOUT ELECTRIQUE.....	19
1.2.1.1. <i>Historique</i>	19
1.2.1.2. <i>Réalisations</i>	21
1.2.1.2.1. <i>Les véhicules électriques commercialisés</i>	22
1.2.1.2.2. <i>Les moteurs roues</i>	23
1.2.1.2.3. <i>Les véhicules électriques et la source d'énergie embarquée</i>	23
1.2.1.3. <i>Conclusion</i>	26
1.2.2. LE VEHICULE HYBRIDE.....	26
1.2.2.1. <i>Historique</i>	27
1.2.2.2. <i>Définition et classifications</i>	27
1.2.2.3. <i>Hybride « micro »</i>	29
1.2.2.4. <i>Hybride « mild »</i>	29
1.2.2.5. <i>Hybride « full »</i>	29
1.2.2.6. <i>Hybride Série</i>	30
1.2.2.7. <i>Hybride Parallèle</i>	31
1.2.2.8. <i>Hybride Série/Parallèle</i>	32
1.2.2.9. <i>Hybride complexe</i>	34
1.2.2.10. <i>Hybride « plug-in »</i>	35
1.2.3. CONCLUSION	36
1.3. CONCLUSION.....	37
1.4. REFERENCES.....	39
ANNEXE 1.1 – SOURCES D'INFORMATION SUR LE CHANGEMENT CLIMATIQUE	177
ANNEXE 1.2 – EMISSIONS ET CONCENTRATIONS ATMOSPHERIQUES DE CO₂.....	178
ANNEXE 1.3 – VARIATION DE LA TEMPERATURE A LA SURFACE DE LA TERRE (1000-2100).....	179
ANNEXE 1.4 – LES PRINCIPAUX GAZ A L'EFFET DE SERRE, LEUR DUREE DE VIE ET LEUR POUVOIR DE RECHAUFFEMENT.....	180
ANNEXE 1.5 – LA PRODUCTION, LA CONSOMMATION ET LE FLUX PETROLIER A L'ECHELLE DU GLOBE	181
ANNEXE 1.6 – L'INDUSTRIE AUTOMOBILE A L'ECHELLE DU GLOBE	182

Chapitre 1

Le véhicule automobile à traction électrique, une solution aux problèmes contemporains d'émissions de gaz à effet de serre et de l'épuisement des ressources fossiles

Les études sur la conception optimale systémique dans le domaine des véhicules à traction électrique sont motivées par la nécessité d'un changement radical dans le domaine du transport. L'urgence de la situation nécessite ce changement. En effet, les problèmes environnementaux et de consommation d'énergie sont au cœur de notre actualité. C'est pourquoi, un moyen de transport propre indépendant des ressources fossiles et non émetteur de gaz à effet de serre est d'un enjeu mondial.

Ainsi, le but principal de ce premier chapitre est de présenter le contexte actuel qui motive le développement de moyens de transport à traction électrique, ainsi que les solutions actuelles envisagées par les constructeurs afin de répondre à ces problèmes à partir des technologies existantes.

Le chapitre est donc constitué de deux parties. La première partie se focalise sur les problèmes de réchauffement climatique dû aux gaz à effet de serre et des ressources fossiles limitées, qui imposent une évolution du comportement en termes de transport. La deuxième partie présente les différentes solutions envisagées dans le monde automobile pour répondre à cette problématique, tout en permettant simultanément de garder le niveau actuel de mobilité et de confort, voir même l'améliorer.

1.1. Des problèmes environnementaux et des ressources limitées

Débutant avec la révolution industrielle¹, le taux de gaz carbonique dans l'atmosphère a commencé à s'accroître avec l'utilisation à grande échelle du pétrole comme source principale d'énergie. Au cours des dernières décennies, le rythme s'est accéléré avec l'industrialisation de nombreux pays et la multiplication des véhicules de transport individuel. En effet, l'humanité consomme actuellement trente fois plus d'énergie qu'il y a un siècle [Vincent 2005].

Par ailleurs, l'utilisation de carburants d'origine fossile pose deux problèmes majeurs : celui du rejet de CO₂ dans l'atmosphère, qui est un gaz à effet de serre et celui du prélèvement de ressources non renouvelables, passible de l'épuisement. Ces deux problèmes représentent aujourd'hui des enjeux importants pour les gouvernements des pays industrialisés et pour des grands organismes internationaux.

Etant donné l'ampleur du sujet, il sera traité d'une manière non exhaustive afin d'introduire la problématique avec une orientation spéciale vers le transport individuel.

1.1.1. Effet de serre et réchauffement climatique

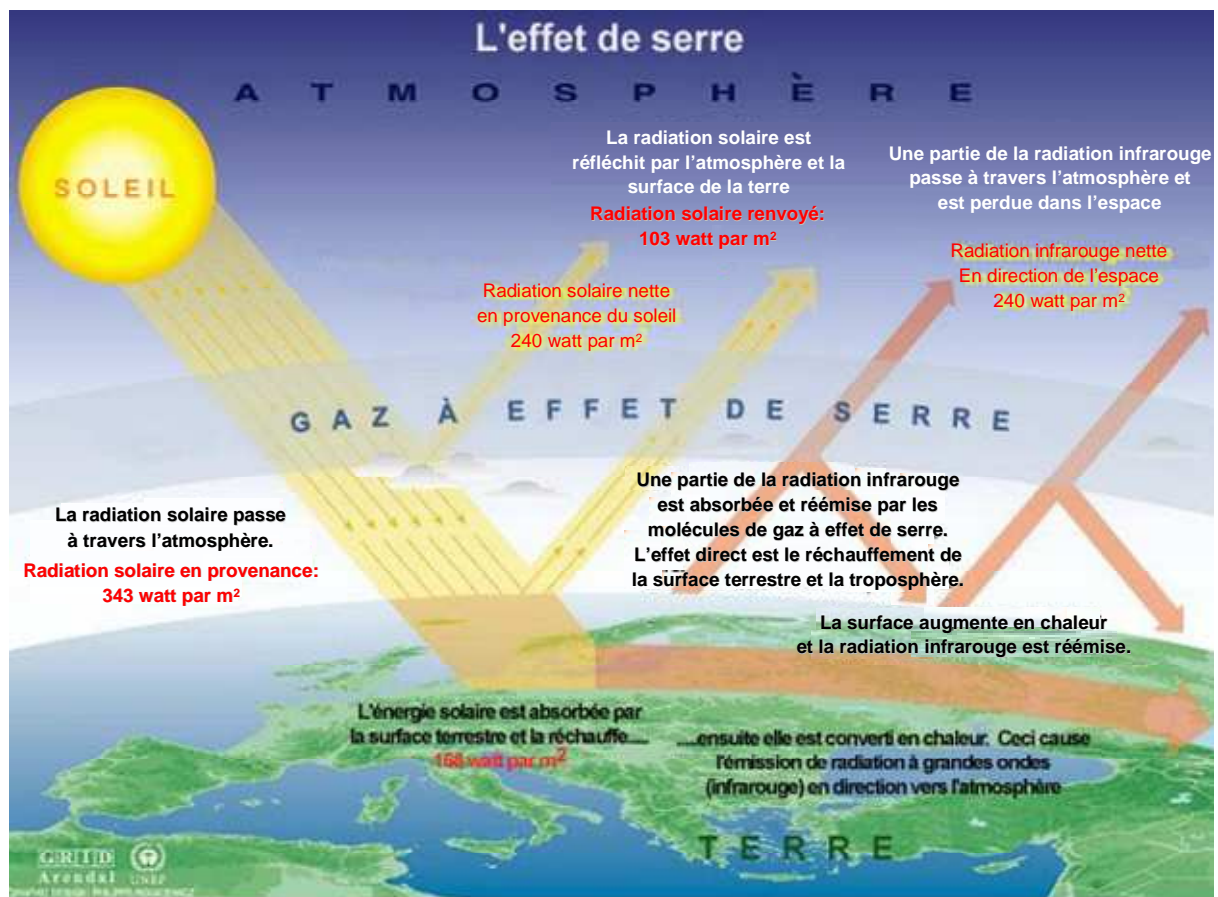
Le xx^{ème} siècle a connu le plus grand réchauffement jamais enregistré depuis au moins un millénaire. Les causes ne sont pas tant à rechercher dans la nature que dans la concentration dans l'atmosphère de

¹ Révolution industrielle - période de croissance industrielle rapide, aux profondes répercussions sociales et économiques, qui a commencée en Angleterre durant la seconde moitié du XVIIIe siècle avant de gagner l'Europe, puis d'autre pays, dont les Etats-Unis. L'invention de la machine à vapeur a joué un grand rôle dans le déclenchement de ce phénomène. La révolution industrielle marque le début d'un fort accroissement de l'utilisation des combustibles fossiles et des émissions, en particulier de dioxyde de carbone fossile. Dans le présent rapport, les termes préindustriel et industriel se réfèrent respectivement, d'une manière quelque peu arbitraire, aux périodes antérieure et postérieure à 1750 [Albritton 2001, p.I-88].

CO₂ et des autres gaz dus à l'activité humaine [NGeo 2004, p.8], [Vital 2005, p.8]. Même si certaines divergences existent la communauté scientifique² est d'accord sur le fait que l'aggravation de l'effet de serre dû à l'activité humaine joue un rôle de premier plan dans les changements climatiques actuels³. De plus, on s'attend à ce que les gaz à effet de serre et la température continuent d'augmenter dans les années à venir.

1.1.1.1. Le mécanisme de l'effet de serre

Même si actuellement l'effet de serre est associé au réchauffement climatique, il est initialement un phénomène naturel indispensable à la vie sur Terre [Ademe]. Cet effet de serre permet à l'atmosphère terrestre de se maintenir à une température moyenne de +15°C. Sans lui, la température moyenne à la surface de la Terre serait de -18°C, toute l'eau serait à l'état de glace et il n'y aurait probablement pas de vie sur Terre [Ademe]-[Gouv]-[ESA 2001].



Source : United Nations Environment Programme. GRID-Arendal. Vital Climate Change Graphics, Février 2005.

Figure 1.1. Diagramme de l'effet de serre

La Figure 1.1 présente le principe de fonctionnement de l'effet de serre. La Terre reçoit une grande quantité d'énergie du soleil. Elle absorbe une partie de cette énergie et se réchauffe réémettant ensuite

² L'expression du consensus scientifique est exprimée par le Groupement Intergouvernemental sur l'Evolution du Climat (GIEC, en anglais IPCC, Intergovernmental Panel on Climate Change : www.ipcc.ch) créé en 1988 par l'Organisation Météorologique Mondiale (OMM, en anglais WMO, World Meteorological Organization : www.wmo.ch) et le Programme des Nations Unies pour l'Environnement (PNUE, en anglais UNEP, United Nations Environment Programme : www.unep.org). Ses rapports sont élaborés collectivement par l'ensemble de la communauté climatologique et doivent être adoptés à l'unanimité. A titre d'exemple pour l'élaboration du troisième rapport du GIEC (2001) ont participé au total 122 coordonnateurs et auteurs principaux, 515 auteurs collaborateurs, 21 éditeurs-réviseurs et 420 examinateurs [Albritton 2001, p.I-3]. Le premier grand rapport d'évaluation du GIEC a été produit en 1990 et le deuxième en 1996 [Albritton 2001, p.I-22].

³ L'argument du GIEC : les modèles se sont améliorés et montrent que, sans l'augmentation récente de la concentration en CO₂, il est impossible de reproduire les évolutions de température du xx^{ème} siècle.

de la chaleur par l'intermédiaire des rayons infrarouges. Sans les gaz dits « à effet de serre », qui interceptent une partie de ces infrarouges émis par la Terre, toute cette chaleur serait renvoyée dans l'espace.

Les gaz à effet de serre sont naturellement très peu abondants. Mais du fait de l'activité humaine, depuis la révolution industrielle, la concentration de ces gaz dans l'atmosphère s'est sensiblement modifiée. Ainsi, la concentration en CO₂, principal gaz à effet de serre, a augmenté d'environ 35% depuis l'ère préindustrielle (280ppm⁴, voir Annexe 1.4) atteignant maintenant 380ppm (pour l'année 2005) comme présenté sur la Figure 1.2⁵ [Vital 2005, p.14]. Les trois quarts des émissions de CO₂ de ces vingt dernières années sont dus à la combustion fossile de charbon, de pétrole ou de gaz [Mulot, 2006, p.52].

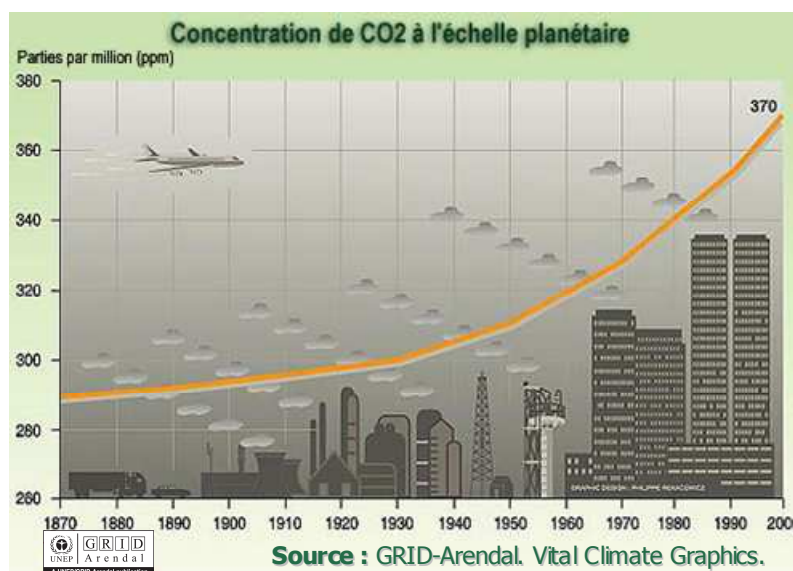


Figure 1.2. Concentration de CO₂ à l'échelle planétaire

Les effets combinés de tous les gaz à effet de serre équivalent aujourd'hui à une augmentation de 50% de CO₂ [Gouv]. Ce surplus artificiel d'effet de serre, appelé « l'effet de serre additionnel », retient dans l'atmosphère une plus grande quantité de rayonnement infrarouge provoquant un réchauffement du climat.

1.1.1.2. Les gaz à effet de serre

Les principaux gaz responsables de l'effet de serre d'origine anthropique sont : le gaz carbonique CO₂, le méthane CH₄ et le protoxyde d'azote N₂O. Parmi ceux-ci le CO₂ représente 60% (en proportion croissante) et provient principalement du charbon, du pétrole et des gaz brûlés.

La durée de vie dans l'atmosphère des gaz à effet de serre varie énormément⁶ : 12 ans pour le méthane, approximativement 100 ans pour le gaz carbonique et plus de 50.000 ans pour le perfluorométhane CF₄ ! Cela signifie que le gaz carbonique produit aujourd'hui fera encore effet dans un siècle !

De plus, le pouvoir de réchauffement des gaz à effet de serre n'est pas identique. Un kilogramme de méthane produit autant d'effet de serre que 23kg de CO₂, et un kilogramme d'hexafluorure de soufre CF₆ (sa participation à l'effet de serre est récente) autant que 22.200 kg de CO₂ (voir Annexe 1.4). En

⁴ ppm - parties par million, dénote une particule d'une substance donnée pour chaque 999.999 autres particules. Parties par million est un moyen de mesurer la concentration d'une substance donnée dans un domaine où les niveaux bas de concentration sont significatifs. Ceci est le cas avec le niveau des polluants dans l'environnement.

⁵ Voir Annexe 1.2 pour plus d'informations sur les émissions de CO₂ par régions et les concentrations atmosphériques de CO₂, entre 1000 et 2100, estimées à partir des carottes glaciaires, mesurées et projetées par différents scénarios.

⁶ Voir Annexe 1.4 pour plus des détails.

définitive, des gaz émis en très petite quantité peuvent contribuer fortement à l'accroissement de l'effet de serre [Vital 2005] [Ademe].

1.1.1.3. Les conséquences de l'effet de serre

Parmi les conséquences des changements climatiques dû à l'effet de serre les plus connues sont : l'augmentation de la température de la planète, la fonte des calottes glaciaires des pôles et des glaciers, des hivers plus courts, une couverture neigeuse réduite, une élévation du niveau des océans⁷, une aggravation des inondations côtières et des cyclones, une évolution de la répartition de la faune et de la flore, etc. [ESA 2001].

L'évolution de la température moyenne globale à la surface de la Terre (i.e. la moyenne de la température de l'air près de la surface du sol et de la température à la surface de la mer)⁸, est présentée sur la Figure 1.3. Une augmentation de la température moyenne a effectivement eu lieu durant le XX^{ème} siècle. En effet, il est généralement reconnu que les années 90 aient été la décennie la plus chaude depuis que l'on tient des relevés, c'est-à-dire depuis 1861. 1998 est l'année la plus chaude avec une température de +0,58°C au-dessus de la moyenne relevée entre les années 1961 à 90⁹. Comme l'indique la Figure 1.3, le record des 5 années les plus chaudes est le suivant : (1) 1998, (2) 2005, (3) 2002, (4) 2003, (5) 2004 [Jones 2005] [NGeo 2004, p.21]. Suite aux estimations sur les siècles passés, il apparaît clairement que la température globale de la Terre est maintenant à son maximum [ESA 2001]. En effet, l'analyse croisée de plus de 400 sources différentes (cernes d'arbres, coraux, carottes glaciaires et données historiques) montre que les années 90 est la décennie la plus chaude du millénaire et que le XX^{ème} siècle¹⁰ est le plus chaud [Jones 2005] [Watson 2001, p.37]. Actuellement, les scientifiques parlent d'une augmentation de la température globale, due à l'activité humaine, d'environ 0,6 °C [Albritton 2001, p.I-3], [Grinda], [Sciama 2006, p.119].

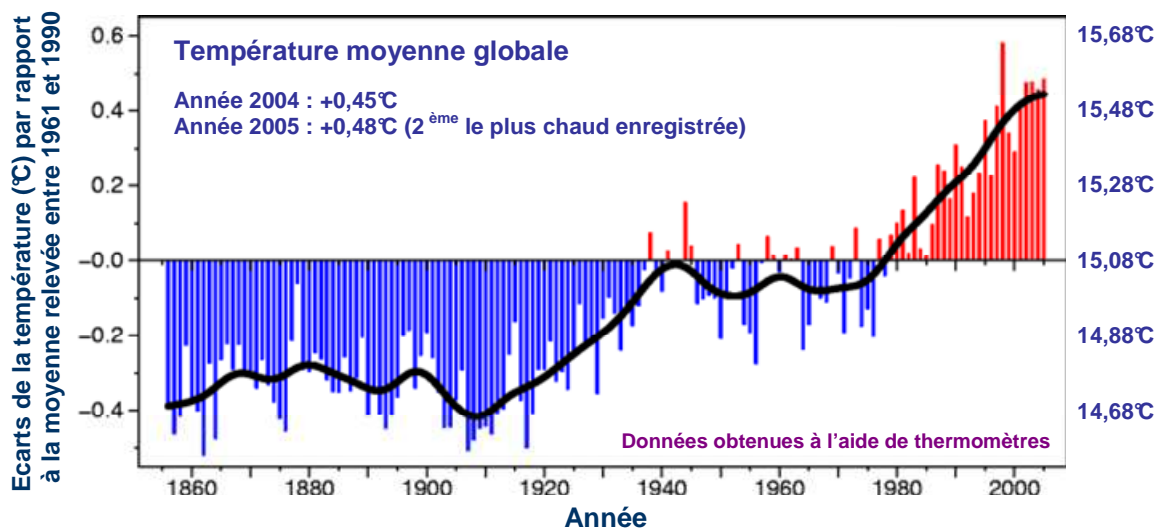


Figure 1.3. Variation de la température à la surface de la Terre au cours des 149 dernières années [Jones 2005]

Cette augmentation de la température globale a des effets bien précis et fait que, partout dans le monde, la glace diminue en superficie et en épaisseur. A titre d'exemples, les fameuses neiges du Kilimandjaro ont fondu de plus de 80 % depuis 1912, les glaciers du Garhwal Himalaya, en Inde,

⁷ Selon les experts du GIEC la couverture neigeuse a diminué de 10% depuis la fin des années 1960 et la mer a monté de 0,1 à 0,2 mètre depuis un siècle [Mulot, 2006, p.52].

⁸ La température sur Terre est suivie en temps réel par la Veille météorologique mondiale, via des données délivrées par 10 000 stations terrestres et 7000 en mer, des centaines de radiosondes et une dizaine de satellites [Sciama 2006, p.50].

⁹ D'autres sources (comme NASA) prennent comme référence la période 1950-1980, où la température moyenne était de 14°C [Sciama 2006, p.50].

¹⁰ Voir Annexe 1.3 pour les estimations du dernier millénaire et pour les différentes prévisions pour le XXI^{ème} siècle.

reculent à une vitesse obligeant les chercheurs à envisager la quasi-disparition de la plupart de ceux de l'Himalaya central et oriental d'ici à 2035. La glace de l'Arctique s'amincit de manière significative au cours du dernier demi-siècle, et sa superficie a diminué d'environ 10% ces 30 dernières années [NGeo 2004, p.4]. En ce qui concerne les glaciers polaires, la conclusion d'une série de travaux récemment publiés est unanime : ils fondent à un rythme soutenu. Ainsi, les données satellite collectées entre 1996 et 2005 montrent que la calotte glaciaire du Groenland rétrécit trois fois plus vite que ne le prévoyaient les modélisations des climatologues. Parallèlement, l'Antarctique aurait perdu en moyenne 152km³ de glace par an entre 2002 et 2005 [Merat 2006].

Ces fontes de glaciers, résultat du changement climatique entraînent une série de catastrophes naturelles comme : la multiplication des ouragans¹¹, des sécheresses, cyclones, etc.

Considérés indépendamment, ces événements « extrêmes », telle la canicule qui a touché la France en été 2003, ne représentent pas en eux-mêmes une preuve pour le réchauffement climatique, pouvant être considérés comme un cas particulier. Le climat étant par définition constitué de moyennes, généralement calculées sur trente ans, il faudrait que les événements se répètent fréquemment au cours de trois décennies pour constituer une preuve [Mulot, 2006, p.52]. Mais, malheureusement, cette multiplication des événements extrêmes est prédite par les scientifiques comme Jean Jouzel, climatologue français membre du GIEC qui précise que « *d'ici à 2050, la canicule qu'a connue la France à l'été 2003 sera la norme* ». Ceci est confirmé par Michel Déqué, modélisateur à Météo-France : « *d'ici à 2050, un été comme celui-ci correspondra à un été moyen, d'après nos modélisations. ... Et, d'ici à la fin du siècle, on le considérera même plutôt comme un été frais* » [Sciama 2006, p.60].

Comme le réchauffement global est défini par la moyenne des températures, une augmentation de la température globale ne signifie pas que le globe se réchauffe uniformément. En effet, dans l'Arctique, comme dans les autres régions polaires, le réchauffement est plus rapide qu'ailleurs et pourrait atteindre 8 à 10 °C d'ici à 2100 pour une hausse moyenne du thermomètre de 2 °C à l'échelle mondiale. Avec cette hypothèse, le niveau de la mer continuera à s'élever avec la dilatation naturelle de l'océan sous l'effet du réchauffement et avec la fonte des glaciers¹². La hausse atteindrait 3 à 4 mètres dans quelques siècles, estime le climatologue français Jean Jouzel¹³. Les flots menaceraient alors un milliard d'humains vivant sur les côtes [Vincent 2005].

¹¹ Deux études du 2005 montre que sur le plan mondial le nombre des ouragans de catégorie 4 et 5 ont doublé dans les derniers 35 années et que la vitesse du vent et la durée de tous les ouragans ont augmenté de 50% [Kluger 2006, p.36].

¹² D'après TIME, la glace de l'Antarctique suffirait pour augmenter le niveau de la mer avec plus de 65m [Kluger 2006, p.33].

¹³ Selon une étude américaine plus récente le niveau de la mer devrait s'élever de 4 à 6 mètres d'ici à 2100. Toutefois, ce scénario est actuellement controversé [Merat 2006].

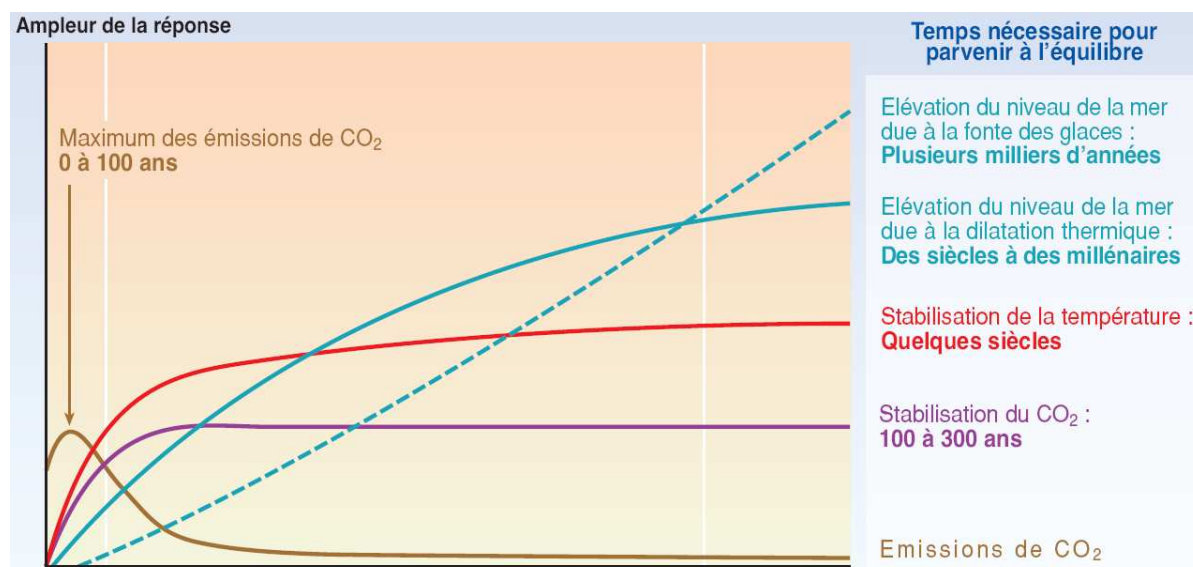


Figure 1.4. Les effets à long terme de la concentration de CO₂ dans l'atmosphère [Watson 2001, p.18]

La Figure 1.4 présente la concentration de CO₂, la température globale de la Terre, et le niveau des océans continuant d'augmenter bien après la réduction des émissions de gaz à effet de serre. En effet, après la réduction des émissions de CO₂ et la stabilisation des concentrations atmosphériques, la température de l'air à la surface continuera d'augmenter lentement pendant plus d'un siècle. La dilatation thermique des océans se poursuivra aussi, et la fonte des glaciers continuera de contribuer à l'élévation du niveau de la mer pendant plusieurs siècles. Cette figure est une illustration générique pour une stabilisation entre 450 et 1000 ppm ; par conséquent, l'axe réponse n'a pas d'unité.

Le réchauffement climatique progresse de manière inquiétante, et sans mesure de maîtrise des émissions de CO₂, le thermomètre mondial risque de grimper de 4°C d'ici à 2100. Même en cas de réduction des émissions et d'une éventuelle stabilisation du CO₂ à 550 ppm en 2100¹⁴, le thermomètre s'élèvera tout de même de 2°C d'ici à la fin du siècle [S&V.08.05, p.26].

En conclusion, le climatologue français Hervé Le Treut assure qu'« on n'échappera pas au réchauffement climatique. Ce qu'on peut faire désormais, c'est seulement atténuer son importance » [Vincent 2005]. De plus, ces derniers temps, de plus en plus de climatologues s'interrogent sur le potentiel du réchauffement de s'alimenter lui-même au point de sortir des fourchettes de prévisions actuellement admises [Sciama 2006, p.56]. Dans son reportage spécial sur le réchauffement climatique d'avril 2006, le TIME précise : « Le débat sur la réalité du réchauffement est fini. Maintenant, on apprend que le bouleversement climatique s'alimente lui-même dans des spirales accélérées de destruction. Les scientifiques craignent qu'on se rapproche du point de non retour » [Kluger 2006, p.34].

1.1.1.4. Autres conséquences des émissions du CO₂

Outre qu'accentuer l'effet de serre, les émissions de CO₂ génèrent deux autres effets défavorables. Premièrement, d'après [ESA 2001], ils modifient aussi la structure chimique de la haute atmosphère avec des conséquences inconnues. Deuxièmement, le CO₂ agit aussi sur les océans. Sa présence dans les océans provoque une acidification de celui-ci, qui est défavorable pour toute la chaîne écologique marine. Une vaste étude internationale menée par la NOAA (National Ocean and Atmosphere Administration), a mis en évidence que 48% du CO₂ émis par l'homme depuis le début de l'ère industrielle est à présent dans l'océan, soit 120 gigatonnes (Gt, soit milliards de tonnes) de carbone¹⁵. Cette accumulation se poursuit au rythme de 25 millions de tonnes chaque jour [Sciama 2005, p.98].

¹⁴ Une stabilisation du CO₂ à 550 ppm en 2100 représente la prévision la plus optimiste, voir l'Annexe 1.2.

¹⁵ Sachant qu'actuellement il y a environ 37.000 Gt de carbone dans les océans contre 800 Gt stockées dans l'air. Cela du fait que l'océan est très soluble et bien plus vaste que l'atmosphère en nombre de molécules.

D'après les spécialistes, cette quantité déversée dans l'océan a déjà modifié celui-ci de 0,1 unité pH¹⁶, soit une augmentation de l'acidité d'environ 10%.

1.1.1.5. La lutte contre l'effet de serre

Le remède à tous les problèmes soulignés ci-dessus s'appuie principalement sur la réduction des émissions de gaz à effets de serre, et plus spécifiquement du CO₂. Différentes solutions sont proposées visant à réduire les émissions à la source ou à les capter afin de les stocker dans des couches souterraines. Mais le captage des gaz à effet de serre vise des sources ponctuelles, et donc le transport ne peut pas être visé. Celui-ci nécessite donc d'autres solutions, en agissant à la source, c'est-à-dire par le changement de la technologie de propulsion.

1.1.1.5.1. La réduction des gaz à effet de serre au niveau des pays

La plupart des gouvernements des pays industrialisés sont engagés par le traité international négocié à Kyoto, Japon, sur la réduction des émissions anthropiques des gaz responsables du changement climatique (CO₂, CH₄, N₂O, HFC, PFC et SF₆). Conclu en décembre 1997, le protocole de Kyoto propose un calendrier de réduction des émissions de gaz à effets de serre par pays, de 5 % au moins au-dessous de leurs niveaux de 1990 durant la période d'engagement (2008 à 2012). Ce traité est entré en vigueur le 16 février 2005. Il vise uniquement les pays industrialisés, responsables de 56% des émissions mondiales de CO₂. Les objectifs fixés sont loin d'être atteints comme le démontre le Tableau 1.

Tableau 1. Les objectifs de Kyoto doivent être atteints entre 2008 et 2012 (source UNFCCC)

	Canada	Etats-Unis	UE des Quinze	Russie	Japon	Australie
Objectif fixé par Kyoto	-6%	-7%	-8%	0%	-6%	-6%
Réalisé en 2002	+20%	+13%	-2,5%	-39%	+12%	+20%
Ratifié ou non	ratifié	non ratifié	ratifié	ratifié	ratifié	non ratifié

De plus, les pays en développement, comme la Chine, l'Inde, le Brésil et le Mexique, n'ont que des obligations d'inventaires, alors que, selon l'Agence Internationale de l'Energie (AIE), leurs rejets en CO₂ augmentent fortement : +65% pour la Chine et +75% pour l'Inde entre 1990 et 2003 (voir l'évolution des émissions de l'Asie en Annexe 1.2). En effet, la Chine occupe actuellement le 2^{ème} rang mondial en matière de pollution, derrière les Etats-Unis. D'après l'estimation de l'AIE, la Chine et l'Inde dépasseront en 2015, du fait de leur croissance phénoménale, les émissions de CO₂ des Etats-Unis. En 2030, la Chine deviendra le premier émetteur mondial et l'Inde le troisième [Monde_1], [Walsh 2006].

1.1.1.5.2. La réduction de gaz à effet de serre au niveau du transport

Etant donné que le secteur des transports est le plus gros consommateur d'énergie fossile, il représente une source très importante de gaz à effet de serre. En effet, avec une part estimée aujourd'hui au environ 27% sur le plan mondial, le secteur du transport est le premier contributeur au réchauffement de la planète.

¹⁶ pH – « potentiel Hydrogène », exprime l'acidité d'une solution, autrement dit sa concentration en ions H⁺. Par convention, il est considéré que l'eau pure est neutre et que son pH vaut 7. Plus une solution est acide plus son pH s'approche de 1, plus elle est basique plus il s'approche de 14.

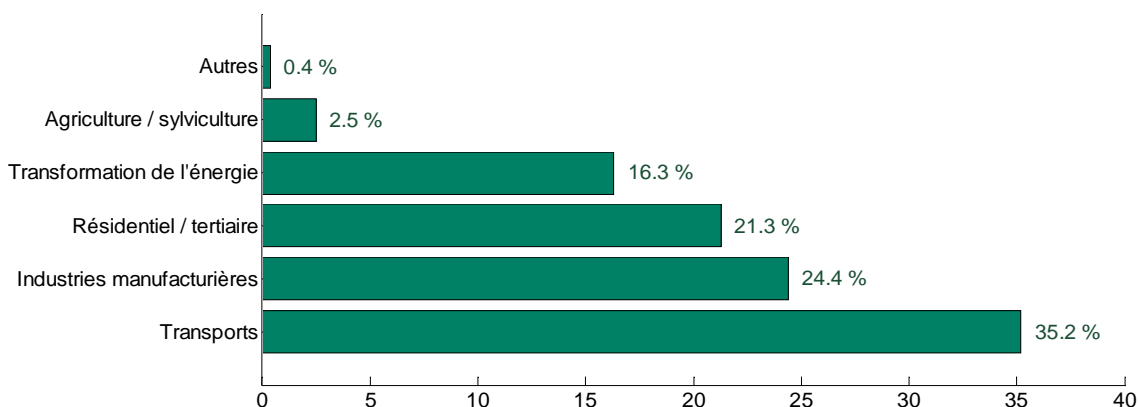


Figure 1.5. Emissions de CO₂ par secteur en France en 2002 [Catania 2005]

En France, les émissions de gaz à effet de serre pour l'année 2002 sont proches de 559 millions de tonnes en équivalent¹⁷ CO₂ [Heilbronn 2005]. Concernant les émissions de CO₂ en France pour l'année 2002, la Figure 1.5 situe le secteur du transport comme principal émetteur de gaz à effet de serre avec un pourcentage de plus de 35%¹⁸. La Figure 1.6 montre que la grande majorité des émissions du secteur transport concerne essentiellement le transport routier.

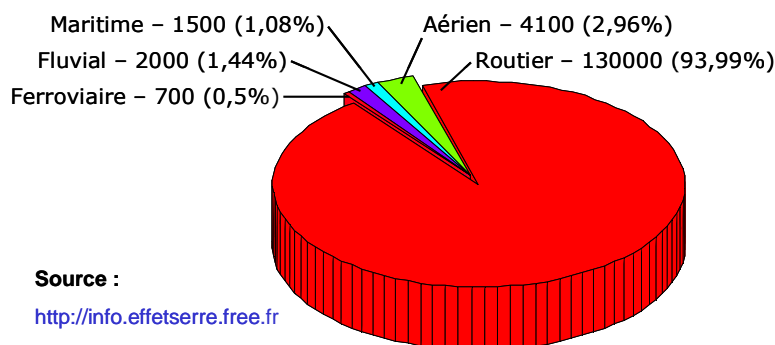


Figure 1.6. Emissions de CO₂ en France par les transports en 2002 exprimées en milliers de tonnes

Ces considérations démontrent l'impact du transport routier sur ce phénomène environnemental. Des progrès notables sont toutefois faisables dans ce secteur grâce à des technologies maîtrisées. C'est pourquoi, pour le CO₂ émis par les automobiles en Europe, les constructeurs et la Communauté Européenne se sont accordés volontairement en 1999, à ramener la *moyenne* des émissions de CO₂ de 186g/km en 1995 à 140g/km en 2008 puis à 120g/km en 2012 [Berrie 2003, p.8] [Heilbronn 2005]. Comme les émissions de CO₂ sont intimement liées à la combustion, le seul moyen de réduire les émissions de CO₂ d'un véhicule conventionnel consiste à diminuer la consommation de son moteur thermique. Cela signifie également que les véhicules conventionnels ne seront jamais capables de réduire totalement leurs émissions. De plus, les évolutions constatées ces dernières années sur les flottes laissent penser que les objectifs de cet accord seront très difficiles à atteindre¹⁹ [Badin 2005].

¹⁷ Ceci ne représente pas les émissions de CO₂, mais les émissions de tous les gaz à effet de serre ramenés en équivalent CO₂. Les autres gaz à effet de serre sont présents dans une quantité plus petite mais avec un pouvoir de réchauffement plus important (voir Annexe 1.4). *Equivalent CO₂* – concentration de CO₂ qui entraînerait un forçage radiatif de même importance que celui résultant d'un mélange donné de CO₂ et d'autres gaz à effet de serre.

¹⁸ Il faut bien sûr tenir compte du fait que la France est un pays assez atypique en terme de production d'électricité avec environ 80% d'énergie électrique d'origine nucléaire.

¹⁹ Voir exemples des émissions de CO₂ par marque du véhicule sur le site d'ADEME « Consommations de carburant et émissions de CO₂ (CarLabelling) » : www.ademe.fr/auto-diag/transports/rubrique/CarLabelling.

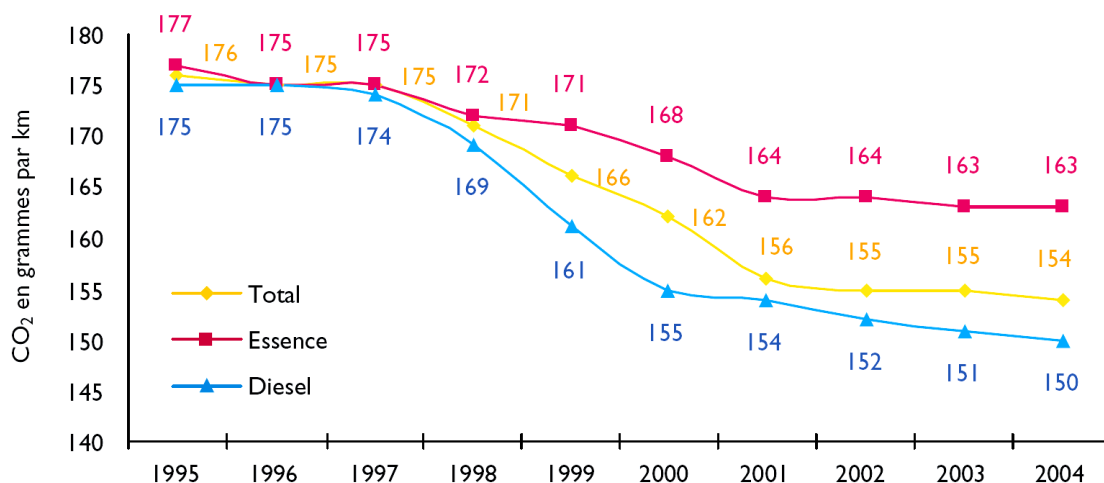


Figure 1.7. Evolution du taux moyen d'émissions de CO₂ en France depuis 1995 [Catania 2005]

En effet, la Figure 1.7 montre une stagnation durant les quatre dernières années concernant l'évolution de la moyenne des émissions de CO₂ des véhicules neufs vendus en France. Cette tendance confirme la difficulté d'atteindre les objectifs fixés sans un changement radical de technologie.

Animés par ces contraintes environnementales, depuis 2003, en vertu d'une directive européenne, les constructeurs automobiles doivent indiquer la consommation de carburant et la quantité de CO₂ émis par kilomètre. Depuis mai 2006, la France et plusieurs pays ont décidé d'aller plus loin, obligeant les constructeurs à étiqueter par classe les véhicules neufs afin d'encourager l'achat de modèles moins polluants. L'étiquetage comporte sept classes de couleurs différentes, du vert foncé (classe A) pour les moins polluantes (moins de 100 g de CO₂ par km) au rouge (classe G) pour les voitures émettant plus de 250 g par km. Rapportée à ce classement, l'émission moyenne des véhicules neufs vendus en France en 2005 se situe dans la classe D avec 152g de CO₂ par km.

1.1.1.5.3. Exemples des solutions pratiques proposées

Pour éviter un emballement climatique, les scientifiques considèrent qu'il faut ramener nos émissions de CO₂, avant 2050, à 3Gt de carbone²⁰ par an, soit la quantité que notre planète peut absorber naturellement. Or, les émissions, s'élèvent actuellement à 7Gt de carbone et sont en augmentation constante²¹. Il faut donc les diviser par deux à l'échelle du globe et par quatre pour les pays développés [S&V.05.05]. Dans ce sens, basé sur la proposition du Président de la République Française et de son premier ministre, la Mission Interministérielle sur l'Effet de Serre a publié en Mars 2004 un rapport rédigé par Pierre Radanne proposant une division d'un facteur 4 des émissions de gaz à effet de serre de la France d'ici 2050 [Radanne 2004].

D'autres solutions ont été proposées comme la théorie des « coins de stabilisation »²² proposant de maintenir le niveau actuel d'émissions et de le réduire après 2050. Afin d'accéder à ce but, la théorie propose 15 coins de stabilisation, dont 7 d'entre eux suffisent pour y parvenir. Le coin représente une unité de mesure afin de permettre de comparer toutes les solutions existantes et permet de réduire de 15% la quantité des émissions envisagées à réduire. Un exemple d'un tel coin concernant les véhicules : « En 2050, 2 milliards de véhicules devraient rouler sur Terre, consommant en moyenne 8 litres aux 100 km. Les remplacer par des véhicules consommant deux fois moins permet de gagner un coin. Ce

²⁰ Les émissions sont exprimées soit en tonnes de carbone, soit en tonnes de CO₂. La première unité se déduit de la seconde selon un rapport de 3/11. Autrement dit, le carbone constitue près d'un quart du poids de la molécule de CO₂.

²¹ Nos émissions augmentent depuis plusieurs décennies de 1,5% par an. Si rien n'est fait, elles doubleront d'ici à 2055, pour atteindre 14 Gt par an.

²² En anglais : « Stabilization wedges ». Cette théorie a été proposée par Stephen Pacala et Robert Socolow, deux professeurs de l'université de Princeton, coresponsables d'un vaste programme de recherche, soutenu financièrement par les multinationales BP et Ford. Elle est parue en 2004 dans un numéro de la revue *Science* [Sciama 2006, p.64-68].

qui est possible en jouant sur leur taille, leur puissance et leur technologie » [Sciama 2006, p.64-68].

1.1.1.6. Conclusion

Il existe actuellement un consensus scientifique sur la réalité du changement climatique dû aux rejets des gaz à effet de serre provenant de l'activité humaine. Ces rejets ont augmentés dans les dernières décennies et les conséquences sont de plus en plus évidentes, comme l'augmentation de la température globale de la Terre, la diminution des glaciers, l'amplification des phénomènes extrêmes, etc.

Des solutions ont été proposées tant au niveau global des pays qu'au niveau plus spécifique des transports. Cependant, les progrès sont modestes et la situation prend de l'ampleur, vu le fort développement des pays émergents. La situation devient critique avec un possible emballement climatique, capable de nous projeter dans un monde radicalement différent.

Des solutions existent et même s'il n'est pas possible d'éviter complètement un réchauffement climatique planétaire, il est vital de le maîtriser.

1.1.2. Limitation des ressources fossiles

La grande majorité des combustibles utilisés dans le transport sont des combustibles liquides provenant du pétrole²³. Le pétrole est un combustible fossile, résultant de la décomposition de la matière vivante emprisonnée dans des couches géologique stable pendant l'histoire géologique de la Terre. Cela fait que les ressources en pétrole sont par leur nature limitées.



Figure 1.8. L'ascension du prix du baril de pétrole brut [NYMEX]

Après les deux premiers chocs pétroliers de 1974 et 1980, l'été 2005 a fait parler d'un troisième choc pétrolier dû à l'augmentation considérable du prix du pétrole brut, présenté sur la Figure 1.8. Si lors du premier choc pétrolier la hausse du prix du baril²⁴ a été de 160% et un peu plus du double pour le second (+108%), et ceci respectivement sur une période de temps de 9 et 10 mois, le monde est confronté actuellement à une hausse de +198% sur une période de trois ans (2002-2005) [Monde_2], [CleanAuto 2005]. Cette nouvelle augmentation relance les spéculations sur l'état des réserves de pétrole, dont dépend fortement l'économie mondiale.

²³ Le transport absorbe 58% de la production pétrolière et dépend de celui-ci à 90%.

²⁴ Baril – l'unité de mesure qui permet de coter les différents types de pétroles et d'évaluer la production ainsi que la consommation par pays. Un baril de pétrole brut équivaut à 158,984 litres [Atlas-Pétrole].

1.1.2.1. La Courbe de Hubbert et le pic pétrolier

L'idée de l'épuisement d'une réserve est facile à comprendre. Le principe est simple : « une bouteille débute pleine et finit vide », plus elle est consommée vite, plus elle finit tôt. La découverte et la production commencent et se finissent. Conformément à ce principe, la deuxième moitié de l'âge du pétrole entraînera la chute de la production du pétrole (suivi par le gaz).

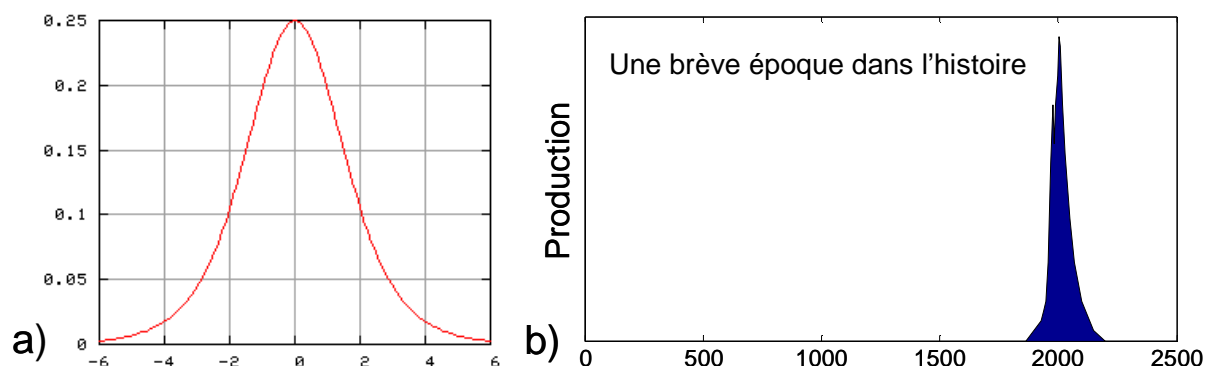


Figure 1.9. Production du pétrole : a) La courbe de Hubbert qui prédit la production de pétrole en fonction du temps²⁵ ; b) L'époque du pétrole dans l'histoire.

Le principe décrit ci-dessus est illustré dans la Figure 1.9.a par la *courbe de Hubbert*. La courbe a été définie par le géologue King Hubbert dans les années 1950 et concerne l'exploitation de toutes ressources primaires. Ainsi, elle représente la production qui part de zéro, atteint un sommet qui ne sera jamais dépassé et ensuite décline jusqu'à ce que la ressource soit complètement épuisée [Wiki Hubbert]. Elle s'applique également à la production du pétrole, où le sommet de la courbe est connu sous le nom de pic pétrolier (*Peak Oil* dans la littérature anglo-saxonne).

Le pic pétrolier désigne le maximum historique de la production pétrolière, aussi bien pour un gisement, une zone ou un pays, que pour le monde entier. Après ce maximum, les conditions d'exploitation font que, bien que les réserves soient encore abondantes, la production ne fera que décroître. Le terme désigne également la crise prévisible découlant de l'épuisement des ressources pétrolières mondiales [Wiki Pic]. Pour une vision plus globale, la Figure 1.9.b situe la production de pétrole dans l'histoire entre les années 0 et 2500. Cette figure accentue le fait que l'abondance du pétrole est caractéristique à notre époque et qu'elle ne peut pas durer !

1.1.2.2. Les pronostics sur l'imminence du pic pétrolier

Etant donné cette réalité qui repose sur la nature de la ressource (limitée), la question qui se pose concerne la position dans le temps du pic pétrolier. Utilisant sa méthode prédictive, Hubbert a prédit en 1956 que le pic de la production continentale des Etats-Unis surviendra au début des années 1970, ce qui s'est révélé exact [Atlas-Pétrole], [Hart 2005]. Utilisant la même méthodologie, Hubbert a également prédit le pic de la production mondiale autour de l'année 2000²⁶. Aujourd'hui, la question de l'imminence du pic pétrolier est une préoccupation croissante des meilleurs pétro-géologues [Monde_2]. Les pronostics s'échelonnent de quelques décennies à quelques mois. Les experts les plus optimistes (les gouvernements des États-Unis et des pays de l'OPEP²⁷, les compagnies pétrolières) évaluent publiquement qu'il surviendrait vers 2030. Mais, la croissance économique rapide des pays en développement incite à avancer cette date.

En effet, le pic pétrolier surviendra d'autant plus vite que la production est grande. D'après le rapport

²⁵ Voir la source de la figure [Wiki Hubbert] qui présente aussi la relation utilisée pour déterminer la courbe.

²⁶ Cette pronostique a été invalidé par les crises pétrolières qui ont changé la courbe de la production.

²⁷ OPEP – Organisation des Pays Exportateurs de Pétrole ; en anglais : Organisation of Petroleum Exporting Countries (OPEC), voir Annexe 1.5 pour les états membre du OPEP. Fondée en 1960 à l'initiative du Venezuela avec le siège à Vienne en Autriche elle détient actuellement 78% des réserves mondiales. Elle assure la stabilité du marché en garantissant un approvisionnement suffisant aux pays consommateurs [Atlas-Pétrole].

du 14 avril 2004 de l'EIA²⁸, la demande d'énergie des pays en développement, notamment des pays asiatiques, devrait presque doubler (91%) au cours de la période allant de 2001 à 2025. Dans les pays industriels l'augmentation de la demande d'énergie sera de 33% et dans le monde entier de 54%. L'Agence Internationale de l'Energie²⁹ prévoit aussi que d'ici à 2030 la demande de pétrole devrait augmenter de 50%. Elle passerait de 83,5 à 121 millions de barils consommés chaque jour (Mb/j) [Monde_2], [Monde_2, p.24].

Même si le pic pétrolier ne signifie pas l'épuisement des réserves, le pétrole va encore subsister pour une longue période, le pic pétrolier est important parce qu'à partir de ce moment la production ne fera que diminuer. Cela consistera un *choc pétrolier permanent* où les ressources extraites ne seront plus suffisantes pour suivre la demande et le prix du pétrole ne fera qu'augmenter.

La Figure 1.10 présente la tendance mondiale des découvertes et de la production du pétrole. D'après celle-ci les découvertes mondiales ont atteint leur sommet en 1964 et depuis ne font que diminuer. Ainsi, les découvertes sont devenues inférieures à la production en 1984 et aujourd'hui on découvre un baril pour quatre barils consommés [Hart 2005]. Etant donné que la production reflète les découvertes antérieures, le fait que les découvertes du pétrole sont en déclin depuis quarante ans signifie que le début du déclin de production lui correspondant est imminent [Campbell 2005].

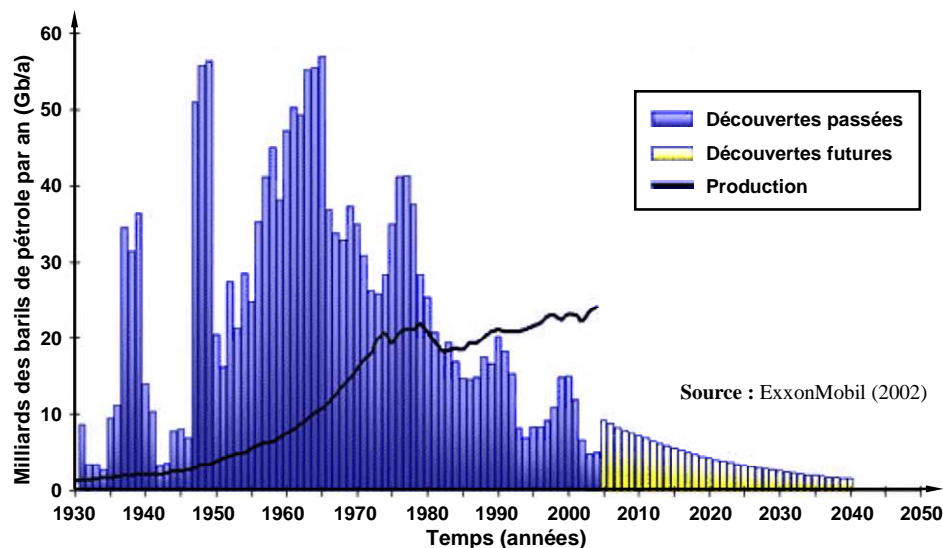


Figure 1.10. Découvertes et production globale du pétrole

Contrairement aux pronostics les plus optimistes cités ci-dessus, l'Association pour l'étude du pic pétrolier³⁰ envisage un scénario, présenté sur la Figure 1.11, avec le pic pétrolier survenant en 2010. D'après son fondateur, Colin J. Campbell, 45% du montant des réserves déclarées par les principaux pays de l'OPEP sont « douteux » [Monde_2].

²⁸ EIA, Energy Information Administration, website: www.eia.doe.gov.

²⁹ IEA, International Energy Agency, website: www.iea.org.

³⁰ ASPO, Association for the Study of Peak Oil&Gas, website: www.peakoil.net.

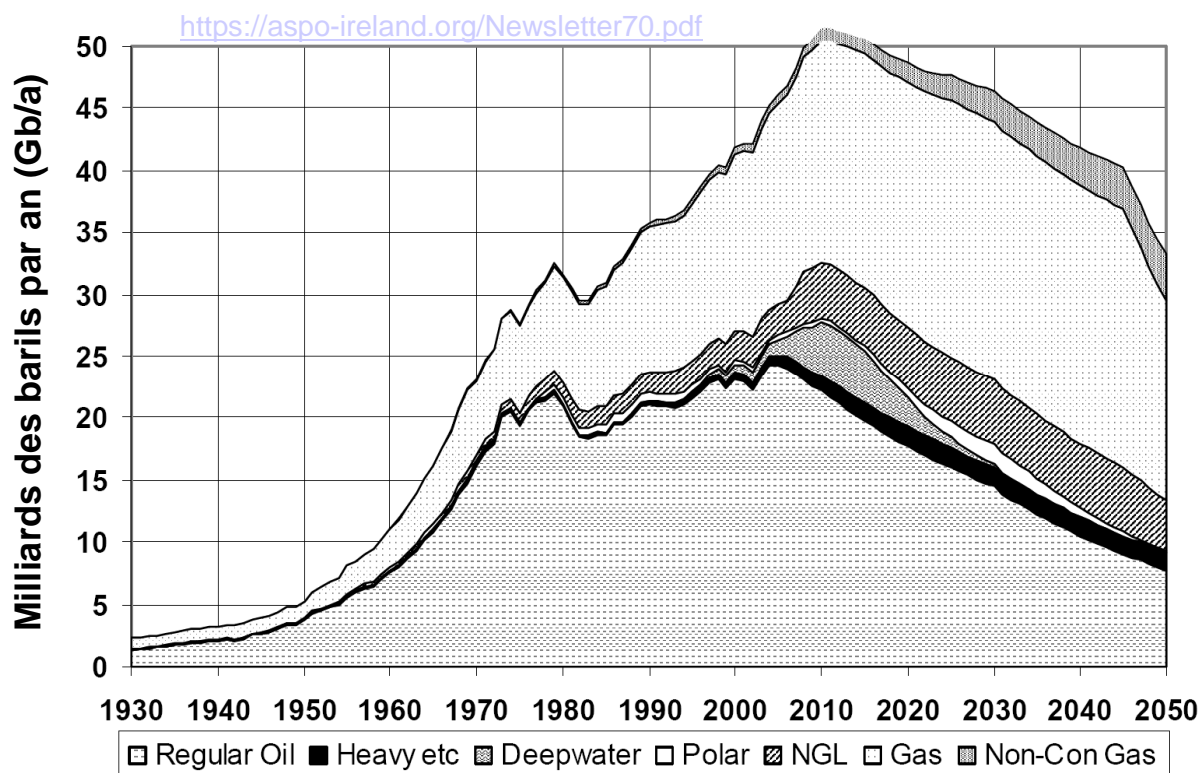


Figure 1.11. Prévision d'ASPO sur la production de pétrole et gaz avec le pic en 2010

En ce qui concerne les gisements de pétrole, il faut également souligner qu'ils ne seront pas complètement exploités. « *La production de pétrole n'est pas uniquement une question d'argent mais aussi d'énergie. En effet, le processus du pompage et les diverses opérations mécaniques effectuées consomment de l'énergie. Quand le gisement s'épuise, il faut en dépenser de plus en plus pour extraire des quantités toujours décroissantes de pétrole.   la fin, on peut atteindre un point où l'énergie nécessaire pour extraire un litre de pétrole dépasse celle contenue dans ce même litre. Le gisement n'est alors plus une source mais un puits d'énergie et son exploitation pour le pétrole comme source d'énergie n'est plus rentable.* » [Wiki Pic]. Cependant, il peut être encore exploité comme matière première pour certains produits. Ainsi, un gisement peut être considéré  puis  même s'il contient encore une quantité appréciable de pétrole brut.

1.1.2.3. Conclusion

Par leur nature, les ressources fossiles sont limitées et passibles d'épuisement. Leur épuisement parviendra d'autant plus vite que la consommation est grande. La situation actuelle devient fortement préoccupante du fait de l'approche du pic de production avec une demande qui ne cesse de croître. En effet, le pétrole commencera à manquer lorsque la production ne pourra plus suivre la consommation.

Ces considérations sur l'état de la production du pétrole imposent une diversification de la production d'énergie et un changement technologique majeur dans le domaine du transport. Ainsi, un intérêt croissant est porté aux énergies, renouvelables ou nucléaires, ainsi qu'aux transports à traction électrique. Le Premier ministre française Dominique de Villepin tire la conclusion : « *Nous sommes entrés dans l'ère de l'après-pétrole* » [20 Minutes], [Gouv 2005] !

1.1.3. Conclusion

Actuellement, le plus grand consommateur d'énergie fossile est le secteur du transport. Ce secteur combine plusieurs difficultés : croissance forte, totale dépendance à l'égard du pétrole et caractère diffus des consommations d'énergie et des émissions.

Etant donné la forte croissance de ce secteur, l'évolution des moyens de transport est inévitable afin de

concilier les besoins modernes de déplacement, voir de liberté individuelle, avec les contraintes dues au réchauffement climatique, à la pollution et à l'épuisement inévitable des ressources fossiles. Les améliorations continues et spectaculaires de ces dernières années des moteurs à combustion interne ne suffiront pas, de nouvelles orientations sont indispensables.

Toutes ces considérations représentent de fortes contraintes qui obligent les grands organismes décisionnels et les producteurs de biens à une restructuration importante des sources d'énergie et des moyens de consommations.

1.2. Les différentes classes des chaînes de traction électrique et exemples de réalisations

Ces considérations sociales économiques nous amènent à faire un bilan sur les équipements pouvant apporter une solution au besoin de transport individuel.

Les véhicules conventionnels équipés avec des moteurs à combustion interne fournissent de bonnes performances routières et une grande autonomie grâce à la grande densité énergétique des carburants pétroliers. Cependant, ces moteurs sont caractérisés par un rendement faible, une pollution environnementale, des émissions de gaz à effet de serre et une grande dépendance envers les ressources pétrolières.

D'autre part, les véhicules tout électriques possèdent de grands avantages par rapport aux véhicules traditionnels, représentant la solution idéale aux problèmes annoncés. En effet, ils sont :

- sans pollution environnementale locale,
- sans émission des gaz à effet de serre (en supposant que la production d'électricité est « propre »),
- sans dépendance des ressources fossiles,
- avec un bon rendement global de la chaîne de traction,
- permettent un freinage électrique avec récupération d'énergie,
- une conduite plus souple,
- d'une conception simplifiée (suppression des boîtes de vitesse, etc.),
- silencieux.

Pourtant, leurs désavantages coïncident avec les avantages des véhicules traditionnels : leur source d'énergie embarquée, les batteries, sont caractérisées par une faible densité d'énergie engendrant ainsi un véhicule aux faibles performances avec une autonomie réduite.

Cette nature complémentaire des véhicules traditionnels et tout électrique souligne la nécessité d'un compromis afin de bénéficier de leurs avantages en tentant de supprimer leurs inconvénients. Les véhicules tentant ce compromis sont appelés hybrides et commencent actuellement à pénétrer le marché automobile.

Cette deuxième partie du chapitre présente les véhicules automobiles à traction électrique en les divisant en deux grandes catégories : les véhicules tout électrique (VE – véhicule électrique) et les véhicules électriques hybride (VH – véhicule hybride). Après quelques rappels d'histoire, le chapitre présente quelques exemples de réalisations soulignant les architectures utilisées, les problèmes rencontrés et les orientations prises par les constructeurs.

La Figure 1.12 présente les symboles des composants qui seront utilisés pour expliciter le principe des différentes chaînes de traction présentées.

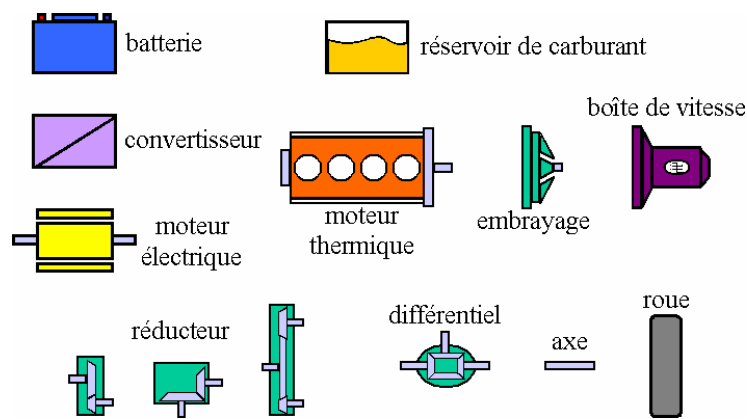


Figure 1.12. Composants qui peuvent faire partie d'une chaîne de traction

La chaîne de traction classique à moteur à combustion interne est présentée sur la Figure 1.13. Elle est centrée autour d'un moteur thermique alimenté en combustible par un réservoir de carburant. La rotation du moteur est transmise aux roues à travers l'embrayage, la boîte de vitesse, le différentiel et les cardans.

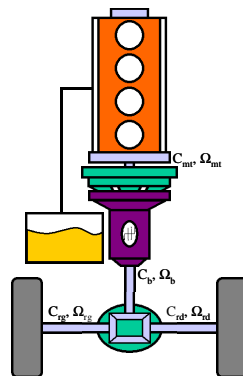


Figure 1.13. Chaîne de traction thermique

Cette architecture sous différentes formes est très répandue dans la gamme des véhicules particuliers existant de nos jours³¹.

1.2.1. Le tout électrique

Avec une présence importante au début de l'histoire de l'automobile, le véhicule tout électrique est réapparu ces derniers temps comme une solution potentielle au remplacement du véhicule conventionnel. Même s'il n'est pas encore en mesure de s'imposer sur le marché des véhicules particuliers, il reste sans conteste une bonne solution mais à la condition de disposer d'une source d'énergie embarquée performante.

Les véhicules autonomes tout électriques utilisent la seule énergie électrique des batteries. Cette énergie est utilisée pour alimenter un ou plusieurs moteurs électriques de traction.

1.2.1.1. Historique

L'histoire du véhicule électrique commence en Europe au début du XIX^{ème} siècle. Après l'invention de la batterie primaire par Volta en 1800 et la démonstration du principe du moteur électrique en 1821 par Faraday, la première voiture électrique a été construite en 1834 à Brandon, en Grande Bretagne, par un mécanicien nommé Thomas Davenport. Le petit véhicule fonctionnait sur une batterie non-rechargeable et réussissait à parcourir un court trajet sur rail [Chan 2001, p.16] [Mahé 2005]. Puis, en 1859, le français G. Planté inventait la batterie secondaire plomb/acide rechargeable [IEA 1994, p.21]

³¹ Voir l'image globale de l'industrie automobile d'aujourd'hui dans l'Annexe 1.6.

et en 1869 Gramme construit le premier moteur électrique à courant continu ayant une puissance de plus d'un cheval. Douze ans plus tard, en 1881, Gustave Trouvé, réalisait le premier véhicule électrique alimenté par une batterie secondaire [IEA 1994, p.21], [Energie 2004, p.13]. Le véhicule était propulsé par un moteur électrique à courant continu de 0,1 cheval et pesait 160 kg avec son conducteur. D'après [Chan 2001, p.16] il a été précédé par Sir David Salomons qui construisit un VE avec une batterie rechargeable en 1874. Plus tard, en 1885, les allemands Daimler et Benz inventaient la première voiture à essence.

Les premières réalisations n'ont pas attiré l'attention du public due à leur technologie encore immature qui ne pouvait pas rivaliser avec les voitures à chevaux. Mais, les choses ont vite changeait et dans les années qui ont suivi la course était lancée : les véhicules électriques rivalisaient avec les véhicules thermiques mais aussi avec les véhicules à vapeurs. A titre d'exemple, parmi les automobiles construites en 1900 aux Etats-Unis, 1575 étaient électriques, 1684 à vapeur et seulement 936 à essence [IEA 1994, p.21].

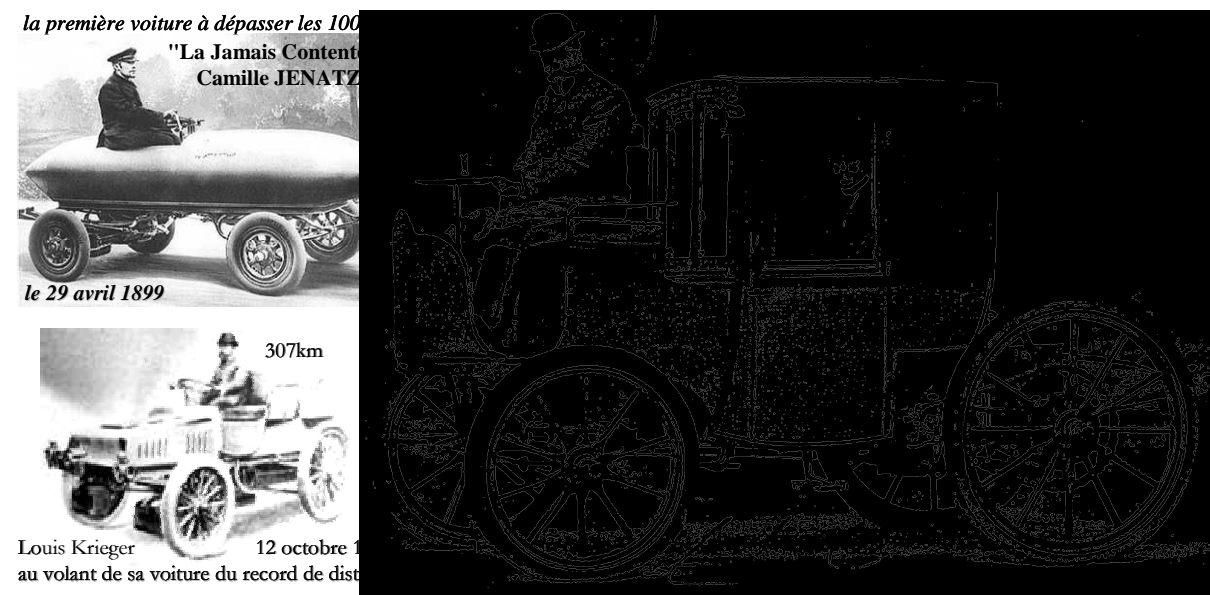


Figure 1.14. Exemples des voitures électriques du début du siècle

Sans doute, le début du XX^{ème} siècle a constitué l'âge d'or du VE. En effet, c'est un VE qui pour la première fois a franchi la limite de 100 km/h, le 29 avril 1899, avec le Belge Camille Jenatzy à bord de sa voiture baptisée « *La Jamais Contente* » en forme d'obus. Ce VE avait deux moteurs entraînant directement les roues arrière, d'une puissance maximale totale de 50 kW (soit 67 chevaux), alimentés par les 80 éléments de la batterie Fulmen pesant près de la moitié du poids total du véhicule de 1,5 tonne [Mahé 2005]. Deux ans plus tard, le 12 octobre 1901, l'ingénieur français Louis Krieger effectuait, sans recharge, le voyage Paris-Châtelleraut soit 307km à la vitesse moyenne de 17,5km/h. Cette performance lui a valu un statut parmi les plus importants constructeurs de véhicules électriques du début du siècle [Barbier 1994].

Le véhicule électrique était donc bien présent dans le monde de l'automobile. Notamment, à l'occasion de l'Exposition Universelle de Paris, en 1900, la ville est traversée par « *des taxis à batteries amovibles, d'élégants et silencieux coupés, des fourgons postaux, des voitures de livraison et des véhicules de pompiers, fonctionnant tous à l'électricité* » [Barbier 1994].

Cependant, l'amélioration continue des performances des véhicules à moteur à combustion interne, l'apparition de l'essence bon marché, et la persistance des limites qui affectent la capacité des batteries, font disparaître progressivement les VE du marché. Ainsi, au début des années 30, la production de véhicules électriques est presque complètement interrompue [IEA 1994, p.22], la période 1921-60 étant dominée par les véhicules à moteur thermique. Dès lors, les VE n'ont connu que des utilisations spécifiques. D'après [Ehsani 2005, p.14] la dernière production significative de VE, d'un point de vue commercial, a été réalisée autour des années 1905.

De nouvelles possibilités vont apparaître en traction électrique après les années 1945, lorsque les laboratoires Bell inventent le transistor et plus tard, à l'apparition des thyristors capables de commuter des courants et des tensions élevées. Ces découvertes conduisent au développement de l'électronique de puissance qui permet le remplacement des rhéostats et la commande des moteurs à courant alternatif à fréquence variable.

En même temps, dans les années 60-90, à cause de la pollution atmosphérique et surtout des chocs pétroliers des années 70 et 80, de nombreux pays commencent à s'intéresser aux VE. Les recherches sont reprises et le VE commence à réapparaître en petit nombre. L'ère moderne du VE culmine entre les années 80-90 avec quelques véhicules réalisés comme l'EV1 produit par GM et la Peugeot 106 Electrique produite par PSA (voir Figure 1.17). Malgré les progrès, dans les années 90, il devient évident que les véhicules électriques ne peuvent pas rivaliser avec les véhicules conventionnels à cause de leur autonomie et performances insuffisantes. Comme au début du XX^{ème} siècle, le frein à leur développement est, et reste, la source de stockage d'énergie, i.e. la batterie.

1.2.1.2. Réalisations

La solution la plus simple pour réaliser un véhicule électrique est de le construire sur la base d'un véhicule thermique existant, en remplaçant le moteur thermique par un moteur électrique. Cependant, la transmission mécanique peut être simplifiée. La capacité des moteurs électriques à démarrer à couple élevé et de fonctionner sur une large plage de vitesse, comme présentée sur la Figure 1.15, rend possible l'élimination de l'embrayage, voir même de la boîte de vitesses.

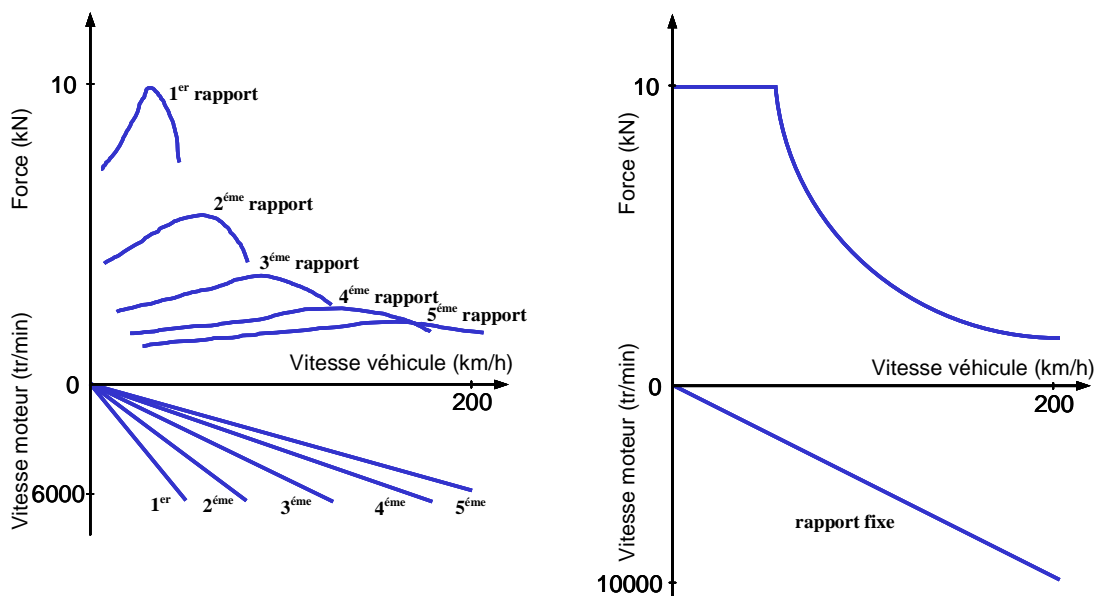


Figure 1.15. Caractéristiques force – vitesse du véhicule thermique à 5 rapports et du véhicule électrique à rapport fixe

Par contre, comme le couple est une grandeur dimensionnante, l'absence de boîte de vitesse implique un moteur plus lourd, plus encombrant et donc plus coûteux. Aussi, pour réduire la masse embarquée, les VE peuvent être conçus avec un réducteur qui permet au moteur électrique de travailler à grande vitesse. Ce réducteur permet de réduire la taille du moteur grâce à la réduction du couple demandé. Cette chaîne de traction centrée autour d'un seul moteur de traction couplé à un réducteur à rapport fixe représente la solution dite classique pour l'architecture des VE. La chaîne de traction classique d'un VE comprend donc, la source d'énergie, le convertisseur, le moteur électrique, la transmission mécanique englobant le différentiel et les roues. Cette configuration est présentée sur la Figure 1.16.

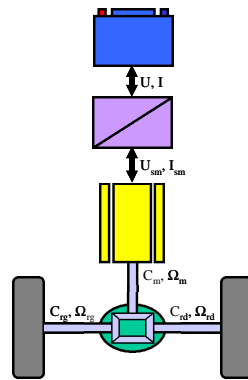


Figure 1.16. Chaîne de traction électrique

1.2.1.2.1. Les véhicules électriques commercialisés

Deux exemples de VE commercialisés de nos jours sont la Peugeot 106 Electrique et l'EV1 de General Motors présentées sur la Figure 1.17.

La Peugeot 106 Electrique, déclarée leader mondial sur ce micro marché a été vendue en 9000 exemplaires (juin 2002). Cette citadine électrique est entraînée par un moteur à courant continu à excitation séparée fabriqué par l'entreprise Leroy-Somer³² d'une puissance nominale de 11kW. La puissance maximale s'élève à 20kW pour un couple maximal de 127Nm. Les batteries de traction choisies sont de technologie Nickel-Cadmium (NiCd), possédant une capacité de 100Ah sous 120V et sont produites par SAFT³³. Sa vitesse maximale est de 90 km/h et atteint les 50km/h en 8,5s. Sa production a été progressivement arrêtée.



EV1 de GM

Peugeot 106 Électrique

Figure 1.17. Exemples de VE commercialisés

Quelques prototypes ont été testés à partir de la Peugeot 106. Des performances supérieures ont été atteintes avec par exemple le prototype « 106 Vedelic » [Agrég 2005, p.2], mais les performances sont toujours insuffisantes par rapport à celles des véhicules thermiques.

L'EV1 a été commercialisé à partir de 1997, avec une deuxième génération (G2) en 1999, étant disponible seulement en Californie et en Arizona. Ils ont été vendus à environ 800 exemplaires, mais doivent être retournés au constructeur après 3 ans d'utilisation. L'EV1 possède une autonomie maximale de 150km (G2 : 210km) et une vitesse maximale de 128km/h (80 miles) limitée par l'ordinateur de bord et pouvait être entièrement rechargé durant la nuit (6-8 heures). La première génération utilisait une batterie au Plomb, 312V, 60Ah et la deuxième à NiMH, 343V, 77Ah. Un prototype d'EV1 a atteint en 1994 le record de vitesse de 295 km/h pour un VE de production. Le programme a été arrêté en 2003 et un grand nombre de voitures ont été détruites [Wiki EV1].

³² www.leroy-somer.com

³³ www.saftbatteries.com

1.2.1.2.2. Les moteurs roues

La chaîne de traction tout électrique présentée ci-dessus, peut être encore simplifiée en utilisant un moteur pour chaque roue motrice. Ainsi, le différentiel classique est remplacé par un différentiel électrique réalisé par un contrôle indépendant de chaque moteur.

Dans ce cas, deux configurations sont possibles : soit les moteurs sont fixés au châssis donc suspendu, soit les moteurs sont fixés sur les roues formant ainsi ce qui est connu sous le nom de moteur-roue. Dans le premier cas la puissance est transmise sur les roues par des cardans. L'avantage de cette configuration est que la suspension isole les roues de la masse du moteur et la conduite du véhicule est plus facile. Dans le deuxième cas où les moteurs et les roues sont confondus la transmission est simplifiée. Mais, pour réduire au minimum les masses non suspendues, les moteurs-roue doivent avoir une forte puissance massique. A cause de ces contraintes, ces derniers sont relativement coûteux limitant leur utilisation.

Concernant les moteurs-roue au moins deux configurations peuvent être envisagés : avec réducteur (Figure 1.18.a) ou à entraînement direct (Figure 1.18.b).

Une réalisation d'un moteur-roue avec réducteur a été faite par Michelin, qui a présenté sa roue active (active wheel) lors du Mondial de l'Automobile en 2004. Elle intègre dans une roue un moteur électrique de traction, un frein à disque et une suspension électronique active située dans l'axe verticale de la roue. Très compacte, cette architecture nouvelle influe énormément sur celle du véhicule, qui n'a plus besoin de moteur, de boîte de vitesses, d'embrayage, de cardans, d'arbres de transmission mais aussi d'amortisseurs et de barres anti-roulis. En plus, elle agit telle une suspension active modifiant à tout instant l'assiette du véhicule pour assurer la tenue de route la mieux adaptée.

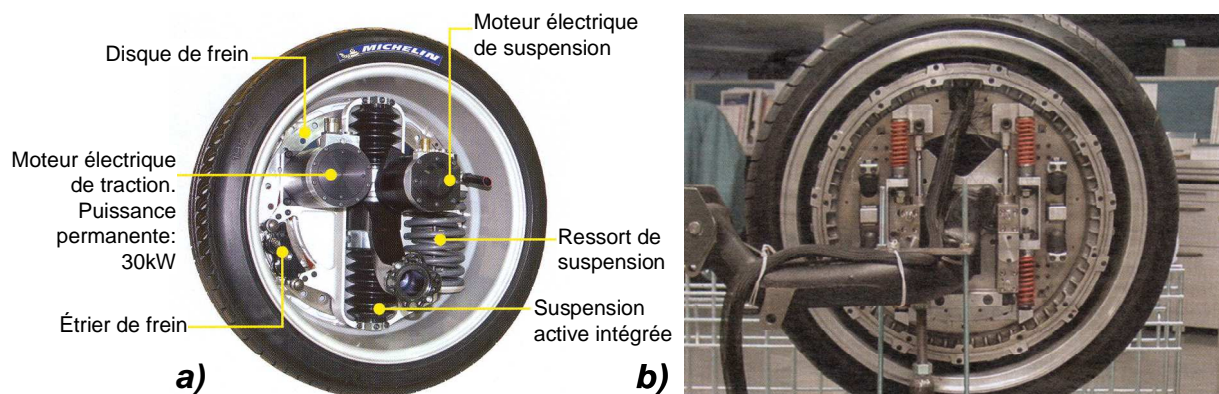


Figure 1.18. Exemples de roue englobant un moteur-roue : a) Roue active de MICHELIN ; b) Roue motrice nouvelle génération BRIDGESTONE

La présence d'un réducteur à rapport fixe a permis à Michelin d'utiliser un moteur de 30 kW ayant un poids extrêmement faible de 5 kg. Cependant, le moteur a besoin d'un système de refroidissement (eau ou air). L'ensemble, avec pneu basse résistance au roulement 195/45 R 17 ou R 18, ne pèse pas plus de 32 kilos [IngAuto775, p.11].

En ce qui concerne le moteur-roue sans réducteur, l'équipementier Bridgestone présente un nouveau concept d'entraînement : un moteur électrique intégré dans la roue et doté d'un système de suspension et d'amortissement. Bridgestone est parvenu à améliorer la sécurité et le confort en « suspendant » le moteur par quatre ressorts et deux amortisseurs et ainsi résoudre les problèmes de poids des parties tournantes nuisibles à la tenue de route.

1.2.1.2.3. Les véhicules électriques et la source d'énergie embarquée

La question du stockage de l'électricité a mobilisé les scientifiques depuis déjà deux siècles et reste encore l'une des clés de l'évolution du système énergétique en général et du VE en particulier.

Ainsi, si la traction électrique autonome est maintenant disponible, cette technologie bute sur les performances médiocres du stockage de l'énergie par batterie. L'autonomie des VE reste généralement faible, couvrant essentiellement des petits trajets de type urbains. En outre, la recharge des batteries est lente et doit être généralement effectuée la nuit. Ces contraintes d'utilisation ont bloqué le marché du véhicule électrique à moins de 1000 véhicules vendus par an. Des batteries plus performantes et plus légères arrivent maintenant sur le marché, mais elles sont coûteuses et les progrès modestes.



Figure 1.19. Véhicule électrique Maya 100

Quelques constructeurs de batteries construisent des prototypes de VE afin de démontrer les nouvelles performances de leurs batteries. Par exemple, Electrovaya [Energie 2004] [DasGupta 2005], une entreprise canadienne fabriquant de batteries pour ordinateurs portables, met en avant les performances de ses batteries Lithium Ion SuperPolymer[®]. Le résultat est Maya 100, présenté sur la Figure 1.19, une berline sportive commercialisée en Norvège et dans les pays limitrophes. D'après le concepteur, la voiture a une autonomie de 360 km et une vitesse maximale de 140 km/h. La batterie utilisée a une capacité de 40kWh sous 144V et compose de modules de 100 Ah conçus spécialement. Elle offre une densité d'énergie approximative de 225 Wh/kg et de 475 Wh/litre avec une durée de vie d'environ 150.000 kilomètres. L'entreprise souhaite encore augmenter la densité d'énergie de ses batteries et atteindre les 330 Wh/kg et les 650 Wh/litre comme le montre la Figure 1.20.

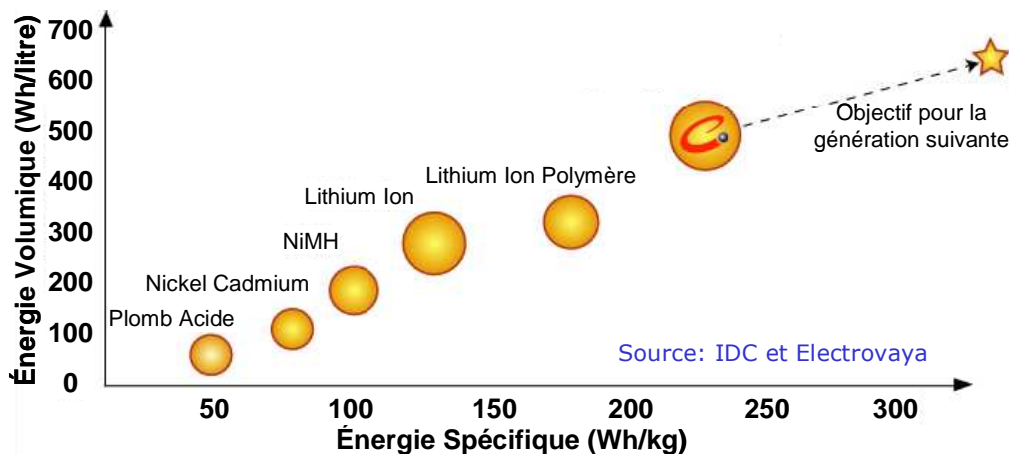


Figure 1.20. Comparaison de la densité d'énergie pour les différentes technologies de batteries

Une solution envisagée pour le stockage de l'énergie à bord des VE est la pile à combustible à base d'hydrogène. Les VE comportant une telle source d'énergie embarquée sont appelées FCV (Fuel Cell Vehicle). DaimlerChrysler et General Motors sont deux constructeurs fortement impliqués dans le développement de ces véhicules [Mahé 2005].

L'enthousiasme suscité par les voitures à hydrogène a fait long feu, mais, malheureusement, la situation n'est pas assez satisfaisante. En effet, l'hydrogène n'est pas une source d'énergie car il doit lui-même être produit en utilisant d'autres sources d'énergie. Il est donc un intermédiaire énergétique, au même titre que l'électricité. Ainsi, sa fabrication intervient dans le bilan énergétique et écologique. Sa fabrication peut se faire d'une manière conventionnelle engendrant une pollution ou d'une manière

propre [Parfit 2005].

Dans le premier cas, utilisé actuellement, l'hydrogène est obtenu à partir de combustibles fossiles qui émettent du CO₂ et d'autres polluants. Un usage massif de ce procédé aggraverait le réchauffement de la planète et ne résoudrait pas le problème de l'épuisement de ressources fossiles.

Dans le deuxième cas, pour être un combustible propre l'hydrogène doit être produit à partir d'énergies renouvelables. Mais, utiliser l'énergie électrique pour produire de l'hydrogène (par l'électrolyse de l'eau) qui à son tour sera utilisé pour produire de l'électricité représente un processus complexe et coûteux.

D'après la Figure 1.21, pour produire de l'électricité au bord du véhicule (disons 100%) à partir d'hydrogène, une quantité d'énergie électrique initiale 4 fois plus grande (400%) est requise. En effet, seulement la moitié de l'énergie électrique initiale arrive au véhicule sous forme d'hydrogène, et seulement la moitié de celle-ci sera transformée en énergie électrique, la meilleure pile à combustible ayant un rendement maximum de 50% [Bossel 2003-05]. Ainsi, d'après Ulf Bossel, le fondateur du Forum Européen de la Pile à Combustible³⁴, l'hydrogène ne peut pas devenir une forme d'énergie dominante, car il ne peut pas rivaliser avec sa propre source d'énergie : l'électricité [Bossel 2006].

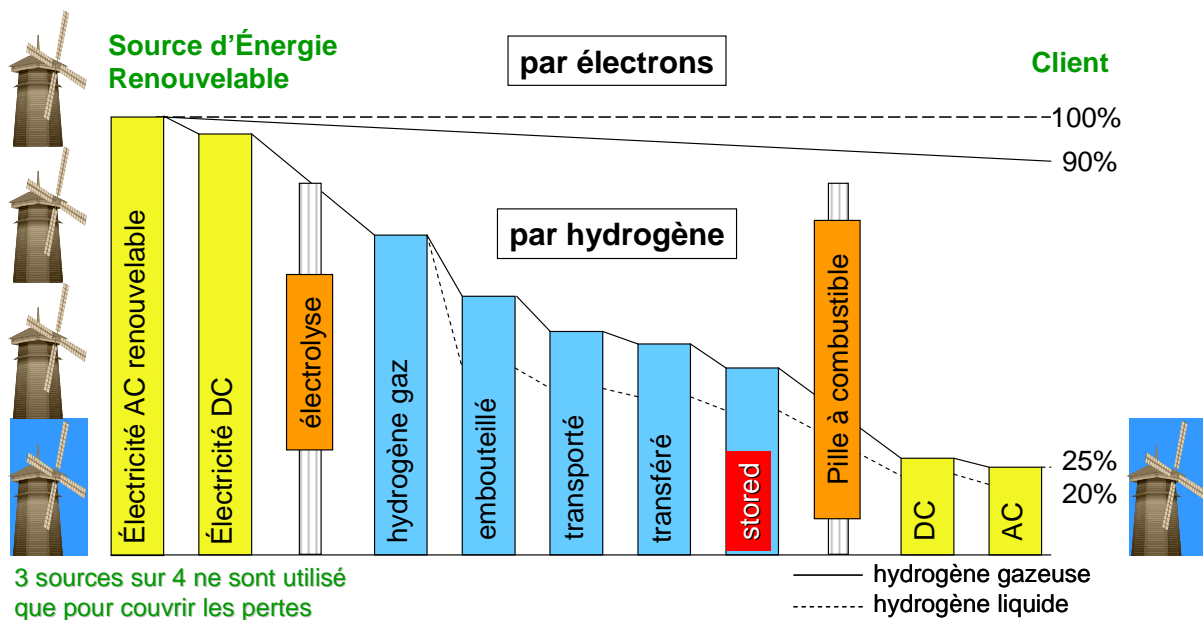


Figure 1.21. Transport de l'électricité par électrons ou à travers l'hydrogène [Bossel 2006]

En fait, la pile à combustible remplace la batterie comme élément de stockage avec l'avantage de permettre au FCV une plus grande énergie stockée et donc une plus grande autonomie. Toutefois, si on se reporte à l'énergie initiale produite, le VE à batterie a une autonomie plus que double par rapport au FCV. La Figure 1.22 présente différentes autonomies pour une même énergie initiale, le rendement énergétique de chaque solution crée la différence.

³⁴ European Fuel Cell Forum, site web : www.efcf.com. Voir les rapports sur : www.efcf.com/reports.

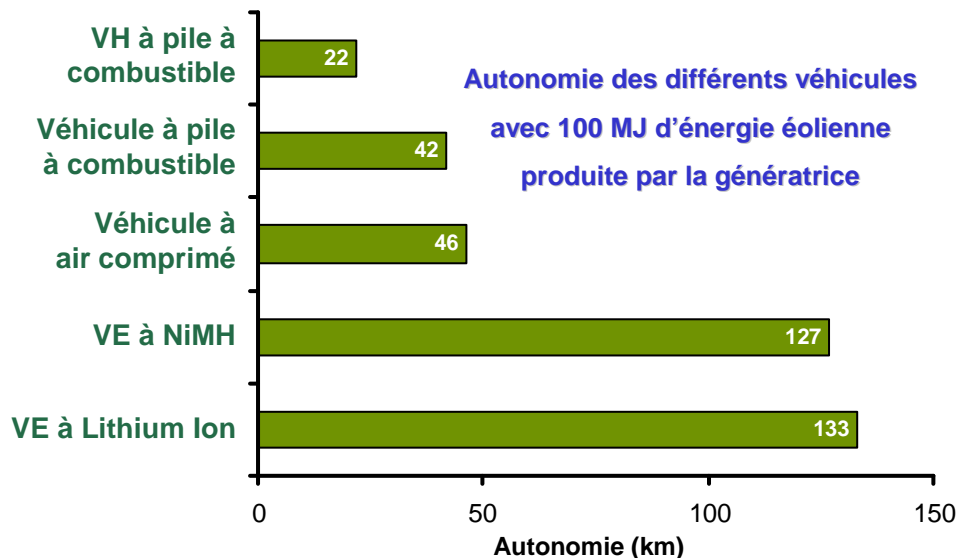


Figure 1.22. L'autonomie de différents types de voitures avec 100 MJ d'énergie provenant du vent (tenant en compte le rendement global vent - roue)

1.2.1.3. Conclusion

Les VE semblent être la réponse moderne aux problèmes d'émissions de gaz à effet de serre et de l'épuisement des ressources fossiles. De plus, ils possèdent de nombreux autres avantages, ils sont silencieux, sans pollution environnementale locale, sans consommation à l'arrêt et possèdent un bon rendement énergétique global. Cependant, le problème de stockage d'énergie embarquée fait que les VE ont de faibles performances.

Ainsi, ses faibles performances engendrent une acceptation faible du marché, donc une production en petite série imposant un prix de production élevé, diminuant encore l'acceptation du marché. Une solution pour détruire cette spirale a été imaginée par l'ADEME qui consiste à aider financièrement à l'achat de VE par une prime de 3200€. Dans le même temps, l'assurance est moins chère, le client profitant également d'une exonération partielle ou totale du coût de la carte grise [Ademe 2005, p.27]. Malgré toutes ces subventions, le problème initial d'autonomie subsiste. Ainsi, à court terme, le concept des VE a été abandonné par la plupart des constructeurs, qui investissent plutôt dans des solutions FCV ou VH.

L'avantage majeur de l'hydrogène est son énergie massique qui permet au FCV une autonomie importante. Malgré une complexité accrue du processus, l'hydrogène est vu comme une solution à long terme. En fait, ceci démontre la difficulté actuelle de trouver un remplaçant adéquat au carburant pétrolier et celle d'une solution fiable à la faible densité énergétique des batteries. Néanmoins, une résolution du problème de stockage d'énergie électrique garantira, pour un avenir durable, une position dominante des VE.

1.2.2. Le véhicule hybride

Pour palier au problème d'autonomie, d'autres solutions ont été investiguées. Ainsi, les constructeurs se sont orientés vers les véhicules électriques hybrides (VH). Ils représentent un compromis entre le véhicule conventionnel à moteur thermique et le VE. Leur but principal est de diminuer la pollution des véhicules conventionnels ou inversement d'augmenter l'autonomie du VE. Ils peuvent être vus comme une solution intermédiaire, en attendant que les problèmes d'autonomie et d'infrastructure des VE soient résolus.

1.2.2.1. Historique

Même si le VH apparaît maintenant comme une solution aux faibles performances des VE actuels le concept de VH n'est pas nouveau. En effet, il est aussi vieux que l'automobile lui-même. A l'origine, son but n'était pas de minimiser la consommation de carburant, mais surtout d'assister les faibles performances des moteurs à combustion de l'époque.

Les premières VH de type série ou parallèle ont été présentées à Paris au Salon de 1899. Le VH parallèle avait un petit moteur thermique refroidi par air, assisté par un moteur électrique et alimenté par des batteries au plomb. Le moteur électrique était utilisé dans le cas où la puissance de traction dépassait la puissance du moteur thermique. Lors d'un stationnement ou d'un roulage au-dessous de la capacité du moteur thermique, la batterie était chargée par le moteur thermique.

Le premier VH série a été conçu pour augmenter l'autonomie d'un VE. Deux moteurs électriques entraînaient séparément les deux roues arrière, la batterie étant rechargée par un moteur thermique de 3/4 chevaux couplé à un générateur de 1,1 kW [Ehsani 2005, p.15].

Ces deux types de VH ont été commercialisés jusqu'en 1914 avant de disparaître complètement, à cause des améliorations des moteurs à combustion interne.

Même si quelques études et prototypes de VH ont vu le jour après les années 70 [Ehsani 2005, p.16], l'intérêt des constructeurs est réapparu dans les années 90, une fois convaincus que le VE ne pouvait pas, dans l'état de la technologie actuelle, remplacer les véhicules thermiques. Le plus gros effort de développement et de commercialisation a été fait par les constructeurs japonais. Ces efforts se sont concrétisés par des VH commercialisés apportant de réels gains en consommation. Le VH le plus connue est la Prius de Toyota commercialisée à partir de 1997 au Japon et suivi par la Prius 2 sortie en 2004. Honda avec son Insight et sa Civic Hybride est un autre pionnier dans le domaine. En effet, Honda a été le premier constructeur automobile à commercialiser une VH en dehors du Japon et notamment en Amérique du Nord avec l'Insight en 1999. En 2002 il a été suivi par la Civic Hybrid, le premier VH « véritablement commercialisé » [Honda] [Michaud 2005]. Aujourd'hui de plus en plus de voitures hybrides apparaissent, comme la Ford Escape Hybrid³⁵, la Lexus³⁶ RX400h, GS450h et LS600hL ou le Toyota³⁷ Highlander, etc.

1.2.2.2. Définition et classifications

Les VH constituent une famille recouvrant une grande variété de solution. Ainsi, une définition exhaustive des VH est assez difficile et la majorité des définitions sont incomplètes. Une définition courante est celle proposée par le Comité Technique 67 (*Electric Road Vehicles*) de la Commission Internationale d'Electrotechnique [Chan 2001, p.49] [Husain 2003, p.243] : *le VH est un véhicule dans lequel l'énergie de propulsion est fournie par deux ou plusieurs types de dispositifs de stockage, sources, ou convertisseurs d'énergie, où au moins un parmi eux fournit de l'énergie électrique*. Une autre définition proposée par l'Agence Internationale de l'Energie (IEA) dans un rapport technique [Smokers 2000] : *un VH a un groupe motopropulseur dans lequel l'énergie peut être transmise par au moins deux dispositifs de conversion d'énergie différents tirant l'énergie d'au moins deux dispositifs de stockage d'énergie différents*. Néanmoins, ces définitions ne sont pas reconnues par tous les constructeurs car elles n'intègrent pas l'hybride « micro » présenté ci-dessous [Wiki HV].

Une chaîne de traction hybride peut être réalisée à partir de deux configurations principales, série ou parallèle, en pratiques les solutions retenues sont souvent des combinaisons entre les deux schémas.

Toutefois, une classification souvent utilisée aujourd'hui propose une décomposition en quatre catégories principales en fonction notamment du niveau d'hybridation [Energie 2004] :

³⁵ Voir le site officiel du Ford Escape Hybrid : www.fordvehicles.com/escapehybrid.

³⁶ Voir le site officiel de voitures hybrides Lexus : www.lexus.com/models/hybrid/index.html.

³⁷ Voir le site du Toyota : www.toyota.com.

- Micro hybrid
- Mild hybrid
- Full hybrid
- Plug-in hybrid

Ainsi, le VH, dans le sens classique du terme, devient dans cette classification un « full hybrid » laissant place à des configurations moins complexes comme les hybrides « micro » et « mild ». D'autre part, l'hybride « plug-in » s'intercale entre le « full hybrid » et le VE.

La Figure 1.23, donne une image d'ensemble des solutions existantes pour créer une chaîne de traction et les situe sur un axe véhicule thermique – véhicule électrique.

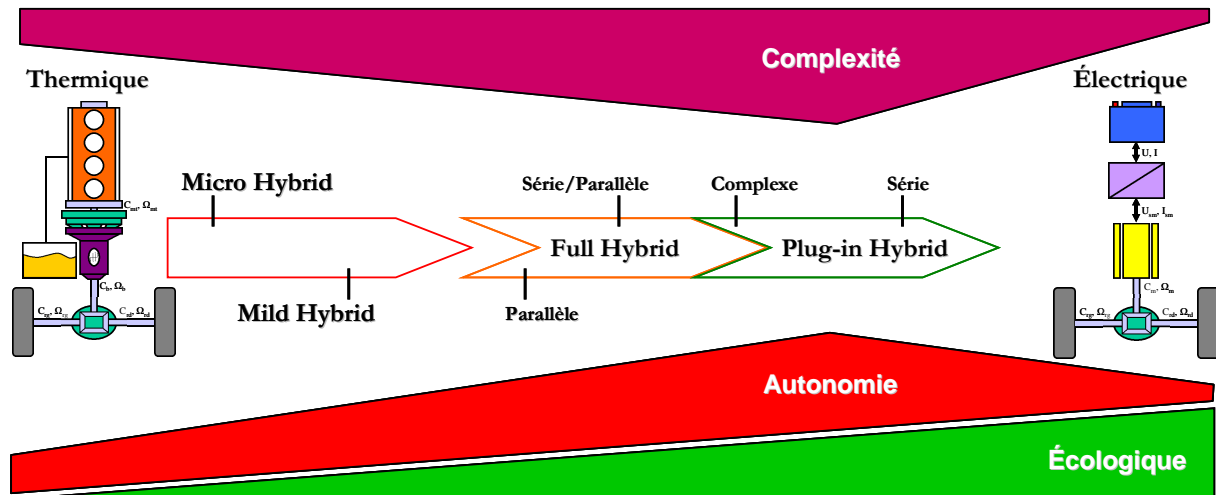


Figure 1.23. Classification des différents types de chaînes de traction

Cette figure permet de visualiser les quatre niveaux d'hybridation, ainsi que les différents hybrides « full » ou « plug-in » en fonction de l'architecture (série, parallèle, série/parallèle, complexe). Les hybrides « full » et « plug-in » sont liés afin de souligner qu'ils peuvent avoir la même architecture. Leur différence vient du fait que le VH « plug-in » peut être rechargé à partir d'une source électrique extérieure. Ces véhicules ont souvent une batterie plus grande, donc une autonomie plus importante en régime « zéro émission », étant ainsi plus proche d'un VE. Plus la partie électrique prend importance, plus l'impact environnemental baisse. Par contre, la complexité augmente avec l'introduction successive de la traction électrique et commence à diminuer lorsque le moteur thermique cesse de participer à la traction, notamment dans la configuration série.

Les différents types d'hybrides et d'architecture exposés dans la Figure 1.23 sont présentés ci-dessous.

Toutefois, il est possible d'imaginer d'autres classifications. D'après [Energie 2004], il serait également intéressant de qualifier les VH, soit en fonction du nombre de kilomètres qu'ils peuvent parcourir en mode tout électrique (zéro émission), soit en fonction du pourcentage de la puissance électrique par rapport à la puissance totale disponible. Cela permet d'introduire un nouveau vocabulaire :

- VH20, pour 20 km d'autonomie,
- VH30%, pour 30% de puissance électrique par rapport à la puissance totale.

Ces classifications s'intègrent facilement dans le schéma de la Figure 1.23, trouvant leur place entre les deux technologies situées aux extrémités.

1.2.2.3. Hybride « micro »

Connu aussi sous le nom de « *light hybrid* » ou « *soft hybrid* », ce niveau d'hybridation s'apparente aux véhicules ayant la fonctionnalité « Stop&Go » appelé aussi « Stop&Start ».

La caractéristique principale du « micro hybrid » est que l'ancien alternateur et démarreur du véhicule forment maintenant un seul moteur électrique appelé alterno-démarreur, capable de remplir les deux fonctions, celles de démarrer le moteur thermique et de charger la batterie. Cette configuration permet également de remplir la fonction « Stop&Go » représentant le premier niveau d'hybridation. Ainsi, les véhicules qui en sont équipés se mettent en « veille » dès que la vitesse tombe au-dessous de 6 km/h, i.e. à l'approche d'un feu rouge ou dans un embouteillage. Au démarrage, le moteur repart automatiquement dès que le conducteur relâche la pédale de frein. Autre avantage, même si la traction est réalisée complètement par le moteur thermique la configuration « micro » permet de courtes périodes d'accélération où le moteur électrique intervient pour aider le moteur thermique.

En Europe, un tel système a été développé par Valeo et appliqué sur la Citroën C3 de PSA, il développe une puissance de 5kW sous 12V. Cette fonctionnalité est d'habitude présente aussi sur les véhicules de niveau d'hybridation plus élevé. Le « Stop&Go » permet de diminuer les nuisances sonores dans les zones urbaines et de réduire d'environ 10% la consommation (Valeo annonce 12% sur le cycle européen, voir § 3.1.1).

Les constructeurs ayant opté pour l'hybride « *micro* » n'envisagent pas de rester à ce niveau d'hybridation, mais le voit plutôt comme une première étape. Ainsi, chez Valeo, la prochaine étape est le freinage récupératif à l'aide de batteries à hautes performances ou de supercondensateurs. Avec ce freinage Valeo espère gagner encore 5% sur la consommation [Mahé 2005].

1.2.2.4. Hybride « mild »

La principale différence entre les hybrides « micro » et « mild » est l'alterno-démarreur, remplacé par un moteur électrique plus puissant capable d'accomplir de nouvelles tâches. Ainsi, la batterie étant de taille plus grande, le moteur électrique assiste le moteur thermique dans la traction, mais entraîne très rarement le véhicule tout seul. Une autre fonctionnalité importante de l'hybride « mild » est la possibilité de récupérer l'énergie cinétique du véhicule lors du freinage. Le moteur électrique est d'habitude branché sur le même arbre que le moteur thermique entre le moteur thermique et la boîte de vitesse. Cette configuration permet un gain de consommation entre 20% et 25% par rapport à une voiture classique de même catégorie.

1.2.2.5. Hybride « full »

Le « full hybrid » est équipé d'un moteur thermique et d'un moteur électrique d'une puissance relativement équivalente. Ainsi, par rapport à la configuration « mild » le moteur électrique augmente en importance, le moteur thermique pouvant être diminué de taille, fait connu sous le nom de « downsizing ». La batterie devient aussi plus grande et permet grâce au moteur électrique d'entraîner le véhicule en fonctionnement tout électrique (zéro émission). Ce mode de fonctionnement peut être sous le contrôle de la gestion électronique du véhicule ou sous le contrôle direct du conducteur. Dans le premier cas, le fonctionnement tout électrique couvre des distances courtes aux vitesses faibles (Toyota Prius, Nissan Tino Hybrid) laissant la priorité à l'essence sur route ou quand la circulation est fluide. Dans le deuxième cas, le conducteur peut choisir un mode tout électrique pour des distances plus longues (20 km ou plus), en général compatibles avec l'usage urbain (Fiat Multipla Hybrid) [Badin 2001]. Le contrôle de tel système est complexe, mais l'amélioration du rendement global entraîne une diminution de consommation de 40% à 45%.

La variété des modes de fonctionnement d'un véhicule « full hybrid », procure une importante flexibilité dans la gestion énergétique. La Figure 1.24 présente une gestion d'énergie sur un VH où la puissance instantanée est décomposée en puissance moyenne et dynamique [Ehsani 2005, p. 120]. Cette décomposition s'accorde avec la théorie des « 3E » ($\Sigma E = E_p + E_t + E_i$) [Amiet 2006] qui divise la fourniture d'énergie en trois catégories : l'énergie permanente (E_p), transitoire (E_t) et

impulsionnelle (Ei). Il est donc avantageux d'optimiser la liaison source et consommation afin d'améliorer l'efficacité énergétique du système entier. Dans ce sens, la puissance totale de la charge est fournie par deux types de sources différentes. Ainsi, l'énergie thermique provenant d'un moteur thermique est bien adaptée pour fournir l'énergie permanente, tandis que l'énergie électrique est bien adaptée pour fournir la puissance dynamique à travers le moteur électrique alimenté par une batterie ou un supercondensateur.

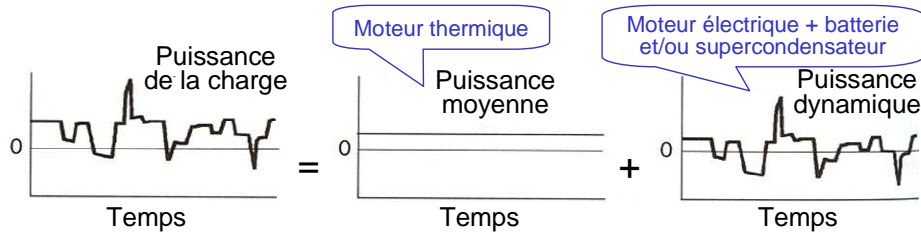


Figure 1.24. La puissance de la charge décomposée en deux composantes : moyenne et dynamique

Les principales architectures pouvant constituer le « full hybrid » sont détaillées ci-après en commençant avec les architectures classiques, hybride série et parallèle, et en terminant avec l'hybride série/parallèle et l'hybride complexe, combinaison des deux précédentes [Chan 2001].

1.2.2.6. Hybride Série

La configuration série, présentée sur la Figure 1.25, peut être vue comme étant un VE assisté par un moteur thermique. Elle a l'avantage d'être la configuration hybride la plus simple mais aussi le désavantage d'avoir trois machines alors qu'il n'y a qu'un seul moteur fournissant la puissance de propulsion.

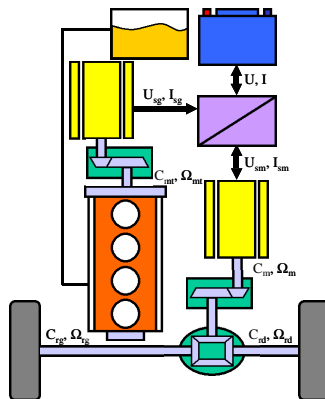


Figure 1.25. Chaîne de traction hybride série

Le moteur thermique entraîne une génératrice pour produire de l'énergie afin d'assurer l'autonomie du véhicule. L'énergie générée par la génératrice peut charger la batterie ou alimenter directement le moteur électrique afin de propulser la voiture. Le désavantage principal de cette solution est la présence de 3 moteurs devant être surdimensionnés sur parcours sévères. En général, la solution est adaptée pour les véhicules lourds comme les bus.

Un exemple de voiture commercialisée en France depuis 2003 [Renault 2005], ayant un système ressemblant fort à la configuration série est la Renault Kangoo Elect'Road, présentée sur la Figure 1.26. En effet, la Renault Kangoo Elect'Road provient d'une évolution de la Kangoo Electri'Citée, véhicule entièrement électrique, auquel on ajoute un prolongateur d'autonomie (« range extender »). Ainsi, équipé d'un générateur électrique embarqué, le système autorise le rechargement des batteries en roulant et permet d'augmenter l'autonomie de 90 à 180 km à partir d'un cycle européen urbain (voir § 3.1.1).

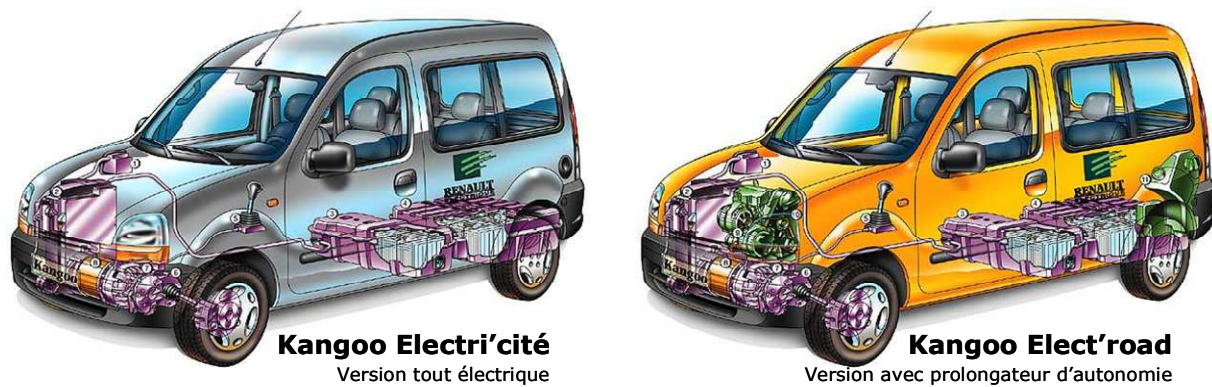


Figure 1.26. Renault Kangoo Electri'Cité & Elect'Road

Le moteur de traction est un moteur synchrone à rotor bobiné piloté par un onduleur alimenté par une batterie NiCd 132V/100A. Le prolongateur d'autonomie contient un moteur thermique 2 cylindres, 500cm³, avec une puissance de sortie de 16kW et deux alternateurs chacun fournissant 5,5kW à 132V et 5000 tr/min. La batterie, d'environ 320kg, est située à l'arrière, sous le coffre, et ne supprime aucun espace de rangement dans la voiture. Sa durée de vie et sa "rechargeabilité" sont garanties 5 ans (1500 cycles) avec un coût de remplacement de 7000 € [Chapel]. La philosophie de ce véhicule consiste à recourir principalement à l'énergie électrique et de n'utiliser la partie thermique qu'en cas de besoin. Le fait qu'il peut se connecter à une source d'électricité fait qu'il a été classé comme étant le premier VH « plug-in » (voir § 1.2.2.10). Ainsi, la batterie peut être rechargée : par une prise classique de 16A, par un point de recharge publique, par le freinage récupératif ou par le prolongateur d'autonomie installé à bord. D'après un client [Chapel], la recharge sur une prise 16A ordinaire dure 3 heures pour arriver à 70% et moins de 5 heures pour 100%, le coût d'une recharge complète revenant à environ 1€ (tarif heures pleines). Renault a cessé la commercialisation du Kangoo Elect'Road après avoir vendu approximativement 500 véhicules à 25.000 €.

1.2.2.7. Hybride Parallèle

L'hybride parallèle (ou dual) est caractérisé par deux motorisations assurant la propulsion. Comme présenté sur la Figure 1.27, le moteur thermique et le moteur électrique sont placés en parallèle et sont liés mécaniquement afin que chacun puisse propulser la voiture indépendamment ou simultanément. L'hybride parallèle est plutôt un véhicule thermique assisté par un moteur électrique afin de réduire les émissions du moteur thermique et d'optimiser la consommation de carburant. Le moteur électrique peut être utilisé comme génératrice pour charger la batterie à partir du moteur thermique ou lorsque le véhicule est en régime de freinage. Le désavantage provient de la complexité du contrôle mais aussi du dispositif mécanique liant les deux moteurs. L'avantage, par rapport à la configuration série, est que cette solution nécessite seulement deux moteurs de plus petite taille car tous deux participent à la traction. L'ensemble est donc plus compact que l'hybride série.

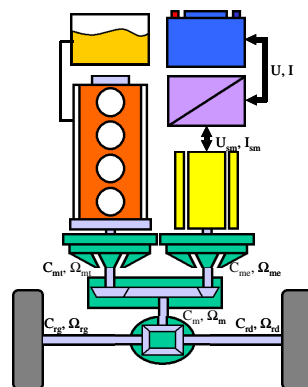


Figure 1.27. Chaîne de traction hybride parallèle

Dans l'exemple du Honda Civic Hybrid, présenté sur la Figure 1.28.a, les deux motorisations sont

liées par un arbre moteur. La figure montre la motorisation, avec le moteur électrique placé entre le moteur thermique et la boîte de vitesses. Dans ce cas, le schéma de la Figure 1.27 est simplifié, le véhicule ne pouvant pas fonctionner en régime tout électrique. De ce fait, Honda Civic Hybride est classé dans la catégorie « *Mild Hybride* ». Le moteur électrique brushless DC de 144V/57Nm n'intervient que dans des phases particulières :

- lors de l'accélération ou de l'ascension d'une pente
- lors d'une phase de récupération d'énergie
- pour assurer la fonctionnalité « Stop&Go »

Cette solution entraîne un gain de consommation de 30 % et permet de diminuer les rejets de CO₂ à 109 grammes/km.



Figure 1.28. La Honda Civic Hybride IMA : a) ancien modèle ; b) modèle 2006 ;

Cependant, la quatrième génération installée sur le Civic Hybride 2006 offrira également la possibilité d'une traction tout électrique. Ainsi, lors de conduite à très faible vitesse, le système peut utiliser uniquement le moteur électrique, le moteur à essence ou les deux. La puissance combinée des deux moteurs équivaut à 110cv. L'économie de carburant est augmentée de 5% par rapport au modèle précédent et s'établit à 4,6l aux 100km fournissant une autonomie de 1000km.

La batterie a une tension de 158 volts, est 27% plus puissante, 12% plus petite et peut être rechargée 14% plus vite que la génération précédente. Son espérance de vie est estimée à 200 000 km et garantie 8 ans ou 130 000 km [Michaud 2005].

1.2.2.8. Hybride Série/Parallèle

A partir de ces deux configurations de base, d'autres configurations ont été réalisées. La combinaison la plus simple est l'hybride série/parallèle, présenté sur la Figure 1.29.a, rassemblant les deux configurations classiques dans une solution qui incorpore les avantages des VH série et des VH parallèle.

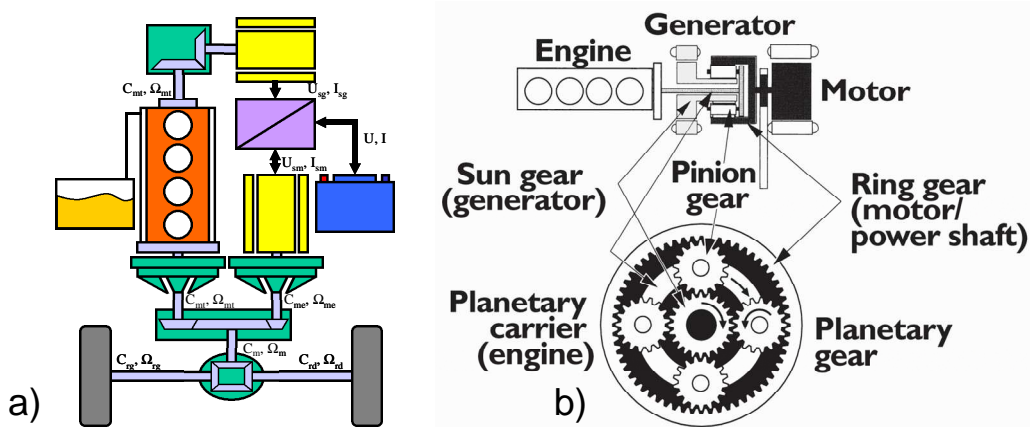


Figure 1.29. a) Chaîne de traction hybride série/parallèle ; b) *Power Split Device* de Toyota

La complexité de cette configuration a augmenté, mais elle est adoptée par le VH le plus connu la Toyota Prius.

La première génération, présentée sur la Figure 1.30, a été lancée au Japon en 1997, puis aux Etats-Unis, en Europe, et dans les autres régions du monde à partir de l'année 2000. Le motopropulseur est connu sous le nom de *Toyota Hybrid System (THS)* et a comme originalité le composant appelé *Power Split Device* (Figure 1.29.b) qui réalise l'accouplement entre le moteur thermique, la génératrice électrique et le moteur électrique. Ainsi, le VH peut fonctionner aussi bien avec le moteur électrique (33kW), qu'avec le moteur thermique (53kW) ou les deux simultanément, ce fonctionnement étant caractéristique pour la catégorie « *Full Hybrid* ».

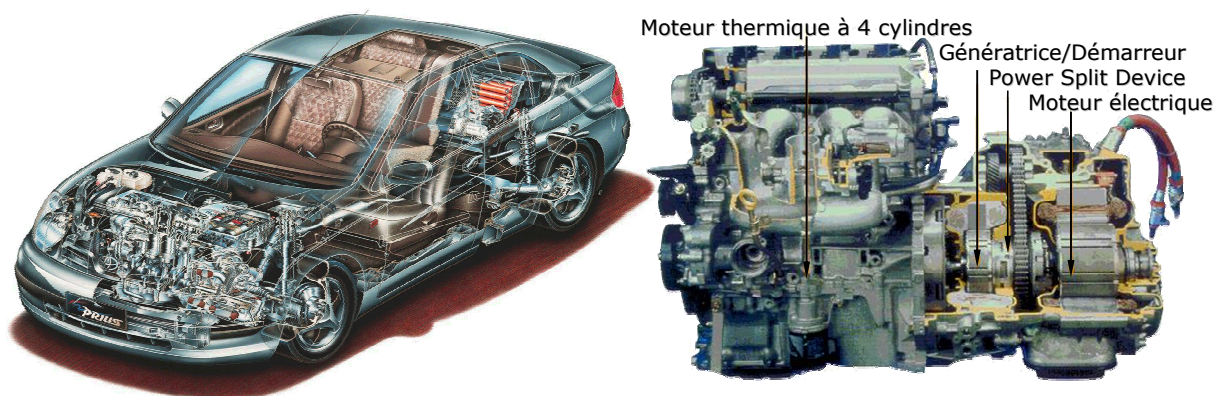


Figure 1.30. Toyota Prius 1 et son système motopropulseur « *Toyota Hybrid System®* »

La Toyota Prius première génération utilise un moteur thermique à 4 cylindres de 1496 cm^3 et une machine synchrone de 33kW. La batterie de traction est de technologie nickel-métal hydrure (Ni-MH) à 288V. Elle est rechargée par le moteur thermique ou lors des freinages récupératifs et sa durée de vie est égale à celle du véhicule. Les deux machines électriques sont des machines synchrones à aimant permanent d'une construction similaire, mais de dimensions différentes.

La seconde génération, présentée sur la Figure 1.31, est commercialisée depuis 2003. La caractéristique innovante de son motopropulseur « *Hybrid Synergy Drive®* » (HSD)³⁸ provient de la présence d'un convertisseur de tension qui augmente la tension de la batterie afin d'obtenir un meilleur rendement et plus de puissance avec une batterie plus petite et plus fiable en durée. Ainsi, le véhicule est équipé d'un nouveau moteur électrique *High-Voltage* qui peut fonctionner jusqu'à 500 Volts. D'une puissance de 50 kW, ce moteur électrique est piloté par une électronique de bord faisant moins souvent appel au moteur thermique. Il en résulte une diminution de la pollution de 30%

³⁸ Les véhicules utilisant actuellement le système HSD sont : Lexus RX 400h / Toyota Harrier Hybrid (Mars 2005–), Toyota Highlander/Kluger Hybrid (Julie 2005–), Lexus GS 450h (Eté 2006–), Toyota Camry Hybrid (Mai 2006–), Lexus LS 600h (2007–)

par rapport à la Toyota Prius1.



Figure 1.31. Toyota Prius 2 et son système motopropulseur « Toyota Synergy Drive® »

Une comparaison faite par Toyota entre les trois configurations d'hybride décrites ci-dessus³⁹ est présentée dans le Tableau 2. Ce dernier met en évidence l'élimination des désavantages des configurations série et parallèle dans la configuration série/parallèle.

Tableau 2. Comparaison entre les configurations série, parallèle et série/parallèle (source Toyota)

	Economie de carburant				Performances	
	Arrêt	Récupération d'énergie	Gestion de l'énergie	Rendement total	Accélération	Régime permanent
Série	●	◎	●	●	○	○
Parallèle	●	●	○	●	●	○
Série/Parallèle	◎	◎	◎	◎	●	●

◎ Excellent ● Supérieur ○ Défavorable

Avec la Prius, Toyota a franchi une nouvelle étape et son succès incite les autres constructeurs à le suivre. Comparée aux citadines classiques, la Prius produit 60% de moins de gaz à effet de serre, 90% de moins d'émissions polluantes et consomme 70% de moins de carburant [Mustafa 2006].

Tableau 3. Vente cumulative des véhicules hybrides Toyota (chiffres arrondis) ; Source : Toyota.

	1997	1998	1999	2000	2001	2002	2003	2004	2005 Jan - Oct.	Total
Japon	300	17.700	15.300	12.500	18.500	19.900	27.200	68.700	49.400	229.500
à l'étranger	–	–	–	6.500	18.400	21.400	26.100	66.000	145.400	283.800
Total	300	17.700	15.300	19.000	36.900	41.300	53.300	134.700	194.800	513.300

Le Tableau 3 montre l'évolution continue des ventes des VH de Toyota et incite donc à penser qu'un marché du VH s'est créé.

1.2.2.9. Hybride complexe

La possibilité d'agencer les éléments dans une chaîne de traction hybride reste ouverte, d'autres possibilités de configurations peuvent encore apparaître. Un autre exemple de chaîne de traction hybride qui n'est pas inclus dans les configurations mentionnées est l'hybride complexe. La différence est située au niveau de la génératrice, qui dans le cas de l'hybride complexe peut également fonctionner en moteur avec la possibilité de participer à la traction. Cette configuration peut être appliquée pour entraîner les deux essieux, comme présenté sur la Figure 1.32.

³⁹ Voir une animation du fonctionnement des systèmes hybrides Série, Parallèle, et Série/Parallèle : www.hybridcenter.org/hybrid-center-how-hybrid-cars-work-under-the-hood-2.html.

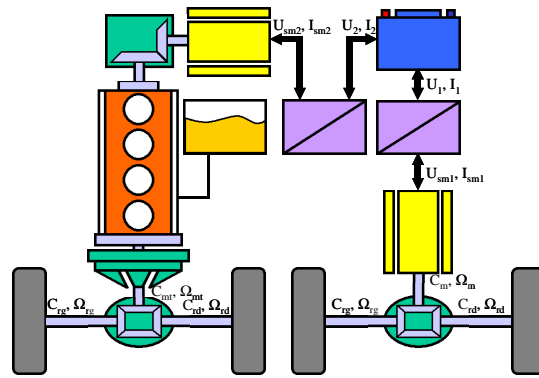


Figure 1.32. Chaîne de traction hybride complexe

Cette configuration a été appliquée à la Toyota Previa Hybrid (ou Estima Hybrid), présentée sur la Figure 1.33, représentant le premier système hybride à quatre roues motrices lancé en 2001 sur le marché japonais. Il consomme 5,6 litres d'essence aux 100 km (sur cycle japonais à 100 km/h), soit deux fois moins que la limite imposée par le gouvernement japonais pour un véhicule de cette catégorie pour 2010. Le véhicule bénéficie d'une autonomie d'environ 1000 km et d'un niveau d'émissions de plus de 75 % inférieur au seuil spécifié par les dernières réglementations.

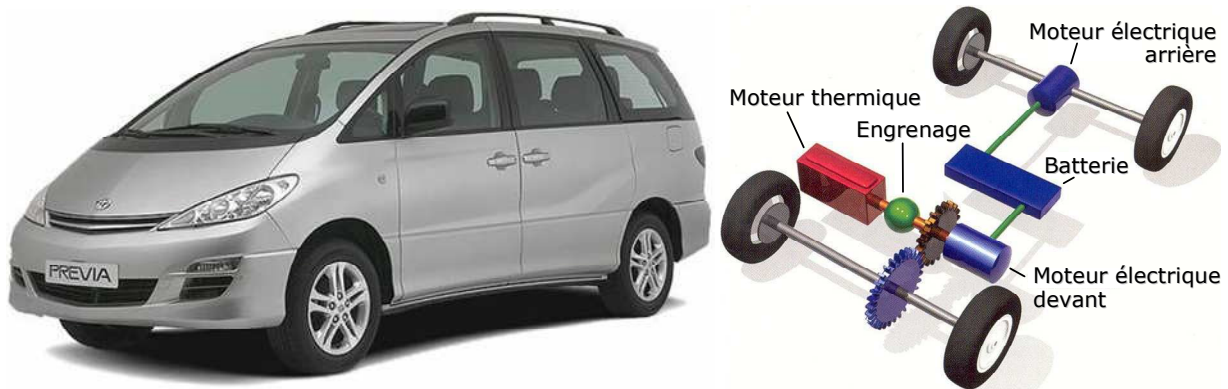


Figure 1.33. TOYOTA Previa Hybrid

Une prochaine génération de cette voiture est prévue pour le marché américain début 2007 sur le nom de Sienna Hybrid.

1.2.2.10. Hybride « plug-in »

Les années 2000 ont vu se développer le concept de VH de type « plug-in » appelé encore « *grid-connected hybrid* », « *gas-optional hybrid* » ou « *electric hybrid* », ou plus couramment « PHEV » signifiant « *plug-in hybrid electric vehicle* » [Wiki PHEV].

Les constructeurs actuels de véhicules hybrides comme Toyota, Honda, Ford et Lexus soulignent le fait que leurs véhicules *ne nécessitent pas* de recharge électrique. En effet, leurs hybrides ne peuvent pas se connecter à une source d'électricité extérieure ! Ce fait ressort du désir des constructeurs de convaincre les clients que leurs hybrides ne sont pas des véhicules électriques afin d'éviter la connotation négative ressentie en terme de performances. Par contre, un VH ayant la possibilité de se connecter à une source extérieure d'électricité garde les mêmes avantages en terme de performances et d'autonomie, et bénéficie d'une source d'énergie extérieure additionnelle très économique.

Ainsi, le PHEV est un hybride « *full* » avec comme caractéristiques principales une capacité de batterie plus grande et la possibilité de se recharger à partir d'une prise électrique conventionnelle 110V ou 220V. Son avantage principal, par rapport à l'hybride « *full* », est de fournir une plus grande autonomie en mode tout électrique. Ainsi, ils ne nécessitent pas de carburant pour les trajets courts et se comportent alors comme un véritable VE.

A cause de sa batterie de plus grande capacité, le PHEV est plus cher qu'un hybride « *full* ». De plus, son système de contrôle est plus sophistiqué. D'un point de vue écologique, par rapport aux hybrides « *full* », les PHEV diminuent de moitié leurs émissions de CO₂ et de plus de la moitié ses émissions polluantes [Ovshinsky]. La consommation de carburant diminue aussi, étant nulle pour un fonctionnement en tout électrique et comparable à l'hybride « *full* » pour un fonctionnement « mixte ».

En conclusion, le PHEV se définit comme un hybride « *full* » avec une plus grande capacité de batteries et la possibilité de se connecter à une source d'électricité. Par contre, comme présenté sur la Figure 1.23, le PHEV peut être défini aussi à partir d'un VE en lui ajoutant un prolongateur d'autonomie. Un tel exemple a déjà été présenté dans le paragraphe 1.2.2.6 pour le Renault Kangoo Elect'Road, considéré par certains comme le premier PHEV. Cependant, étant basé sur l'architecture série il ne bénéficie pas de tous les avantages du fonctionnement « *full* hybride » caractéristiques à l'architecture parallèle.

Le premier « vrai » prototype de PHEV a été conçu en 2004 par l'organisation non lucrative *The California Cars Initiative*⁴⁰ créée en 2002, en transformant la Toyota Prius en un PHEV appelée « Prius+ »⁴¹. D'autres prototypes de PHEV ont été achevés en 2005 sur le modèle Sprinter, fruit d'un projet commun de DaimlerChrysler et EPRI (Electric Power Research Institute) débuté en 2003 avec un objectif de commercialisation [Graham 2005].

1.2.3. Conclusion

Vu la quantité des véhicules neufs produits par an dépassant les 60 millions (2003) [Atlas-Auto], il est impératif qu'un pourcentage significatif de ces véhicules soit électrique ou hybride. D'après les prévisions actuelles, vers les années 2010 ces véhicules représenteront approximatif 10% des véhicules neufs [DasGupta 2005].

De part la qualité du système hybride des voitures Toyota, le marché du VH augmente considérablement et l'hybride commence à se positionner face au diesel. Toyota a investi plus de 8 milliards de dollars dans le développement des voitures hybrides prouvant avec succès la viabilité de la traction hybride d'un point de vue technique mais aussi économique. Avec une demande élevée depuis son introduction [Wiki HV], la Toyota Prius 2 dépasse les prévisions de vente, le constructeur étant obligé de doubler ses capacités de production pour réduire les délais de livraison [IngAuto775, p.9]. Le succès de la Prius, a convaincu Toyota de programmer 100.000 modèles de Prius pour le marché américain en 2005 et de présenter deux modèles additionnels d'hybride : le populaire SUV⁴² Highlander et un SUV de luxe, le Lexus RX400h [Uhrig 2005]. De plus, Toyota prévoit que tous ses véhicules soient hybrides d'ici à 2012 [Wiki HV]. De ce fait, de nombreux constructeurs s'orientent vers le VH qui semble être une technologie réaliste à court et moyen terme.

Ainsi, plusieurs stratégies sont adoptées actuellement par les constructeurs afin de développer des systèmes hybrides [Mahé 2005] : développer sa propre technologie (comme Toyota et Honda), s'allier entre constructeurs⁴³ ou acheter la technologie (de Toyota⁴⁴).

Les SUV représentent quasiment la moitié des ventes de véhicules de loisir aux Etats-Unis et c'est le premier marché concerné par la propulsion hybride. En effet, la consommation et le prix élevé de ces voitures gomment en grande partie le surcoût dû à la double motorisation [Mahé 2005].

En Europe, le terrain n'est pas favorable aux grandes ruptures technologiques. Ainsi, le « *full* hybride » ne se développe pas aussi vite du fait de la diésélisation du marché et des grands investissements déjà faits par les constructeurs pour baisser la consommation. Le marché s'oriente

⁴⁰ Site web : www.calcars.org.

⁴¹ Voir site : www.priusplus.org.

⁴² SUV - Sport Utility Vehicle, ou « gros 4x4 »

⁴³ Ainsi, BMW rejoint GM et DaimlerChrysler [Wiki HC], [GM 2005]. Un autre accord semblable a été annoncé par Volkswagen, Audi et Porsche [Jaussaud 2005].

⁴⁴ C'est la stratégie de Ford : acheter une partie des licences Toyota pour son SUV Escape, ce qui lui a permis de sortir le premier 4x4 hybride des Etats-Unis.

surtout vers l'hybride « micro » et « mild » et dans la majorité des cas sur de gros véhicules⁴⁵ [Mahé 2005], [Jaussaud 2005].

1.3. Conclusion

Les préoccupations internationales actuelles sur le réchauffement climatique sont de plus en plus présentes dans les médias, car les conséquences sont déjà visibles. La réalité du changement climatique due aux rejets des gaz à effet de serre provenant de l'activité humaine est désormais établie. Les prédictions scientifiques sont confirmées par la multiplication des phénomènes extrêmes et par la fonte accélérée des glaciers dans le monde entier.

Des solutions ont été proposées pour la réduction des émissions de gaz à effet de serre, mais les progrès sont modestes et la situation se détériore du fait du fort développement des pays émergents. Sans des solutions efficaces à court terme, les scientifiques craignent un possible emballement climatique avec des conséquences catastrophiques.

Un second problème se profile à niveau international : l'épuisement des ressources fossiles. C'est un phénomène prévisible du fait que les ressources sont limitées, mais d'autant plus rapide que la consommation est grande. De plus, le pétrole commencera à manquer lorsque la production ne pourra plus suivre la demande, et non pas quand il sera épuisé.

Ces deux problèmes d'actualité sont d'une importance sans précédent. En effet, ils nous projettent dans un monde différent sans énergie bon marché et nous font prendre conscience du besoin de construire nos sociétés dans une démarche de développement durable.

Ainsi, pour garder nos habitudes en terme de mobilité, il est impératif de trouver de nouveaux moyens de transport indépendant des énergies fossiles et sans rejet de gaz à effet de serre. La fin d'une énergie « abondante » et bon marché fait que les systèmes consommateurs d'énergie, comme les chaînes de traction doivent être conçus avec un haut rendement énergétique.

Les VE semblent être la bonne solution en terme de transport au problème d'émissions des gaz à effet de serre et de l'épuisement des ressources fossiles. En effet, le VE ne dépend pas nécessairement du pétrole et ne libère pas de gaz à effet de serre. De plus, il possède de nombreux avantages : il est silencieux, sans pollution environnementale locale, sans consommation à l'arrêt et avec un bon rendement énergétique global. Le VE à moteur-roue représente une solution très avantageuse avec une simplification considérable de la chaîne de traction laissant plus d'espace aux batteries. Cependant, le VE souffre de performances faibles dues au problème de stockage de l'énergie électrique dans des batteries et d'un temps de recharge élevé. Ainsi, le concept de VE a été mis en veille par la plupart des constructeurs qui investissent plutôt dans des solutions à piles à combustibles (FCV) et véhicules hybrides (VH).

En ce qui concerne le véhicule à piles à combustibles (FCV), son avantage majeur réside dans le potentiel important de l'hydrogène au niveau énergie massique qui permet d'envisager une autonomie importante. Sa complexité et son prix actuel très élevé fait que le FCV est plutôt vu comme une solution à long terme. Cependant, sa position dans un monde sans énergie abondante reste discutable du fait de son rendement réduit.

Par contre, le véhicule hybride (VH) commence déjà à apparaître sur le marché. Il représente un compromis entre les véhicules actuels et le VE, et bénéficie donc en partie de l'avantage de la traction électrique sans avoir les limitations des VE. Les performances des VH de Toyota encouragent les autres constructeurs à s'investir. Ainsi, la majorité des constructeurs ont annoncé la sortie de leurs VH dans les prochaines années.

⁴⁵ Voir les voitures annoncés : BMW X3 Efficient Dynamics, Audi Q7 hybride, Mercedes Classe S, Porsche Cayenne hybride en collaboration avec Volkswagen [Jaussaud 2005], mais également Peugeot 307 et Citroën C4 « Hybride HDi » (diesel-électrique).

Même si plusieurs types de VH sont envisageables à court terme, le VH qui semble avoir les meilleures performances est l'hybride « plug-in » du fait qu'il se rapproche plus du concept VE. Ainsi, il a les caractéristiques d'un hybride « full », mais en plus, il peut être alimenté en électricité avec une capacité plus grande de fonctionnement en régime tout électrique, toujours sans avoir les limitations propres au VE.

Le VH est une solution de transition qui ne sera plus suffisante lorsqu'on sera obligé d'aborder plus sérieusement les problèmes de réchauffement climatique et de l'épuisement de ressources fossiles. Ainsi, le monde différent qui se profile exige un développement durable avec une utilisation très *efficace* d'une énergie *propre* ! Le seul moyen de transport pour les particuliers adapté à ces exigences est le VE !

La traction électrique deviendra un élément indispensable dans une chaîne de traction. Il est très probable que dans l'avenir toutes les chaînes de traction incorporeront des éléments de traction électrique. Tous les constructeurs automobiles se dirigent vers cette configuration, soit plus de 60 millions de chaînes de traction à moyen et long terme. Si la traction électrique n'est pas généralisée (les VE), les chaînes hybrides plus complexes garde le même objectif : un haut rendement.

Il devient donc indispensable d'acquérir une connaissance sur la conception des chaînes de traction électrique d'une manière optimale tout en prenant en compte le système entier par une approche systémique (globale). Ce type d'approche permet de concevoir des systèmes respectant les conditions de développement durable qui seront généralisés dans le monde à venir. Une telle approche nécessite une basse théorique sous forme d'une méthodologie de conception. Ceci sera développé dans le chapitre suivant.

1.4. Références

- [20 Minutes] 20 Minutes, vendredi 2 septembre 2005, p.6.
- [Ademe 2005] Ademe, La Voiture, la conduire, l'entretenir, la changer pour consommer et polluer moins, Réf. : 4274, Mars 2005, Téléchargement gratuit : www2.ademe.fr/servlet/getDoc?cid=96&m=3&id=25241&p1=06&p2=12&ref=12441.
- [Ademe] Quel temps fera-t-il demain – Le changement climatique, Ademe (Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie), www.ademe.fr/particuliers/Fiches/climat/index.htm
- [Agrég 2005] Sujet d'Agrégation, Etude d'un véhicule tout électrique, on-line : www.cndp.fr/secondaire/interdiscipline/Electron/agregation/sujet_EL_T_Bs.pdf
- [Albritton 2001] Daniel L. Albritton et all, Bilan 2001 des changements climatiques - Rapport de synthèse, Résumé technique du Troisième Rapport d'évaluation du Groupe de travail I du Groupe d'experts intergouvernemental sur l'évolution du climat (GIEC)
- [Amiet 2006] Michel AMIET – THÉORIE DES "3E", Puissance, Energie et Electronique de Puissance, 10èmes ENTRETIENS PHYSIQUE-INDUSTRIE, 19 octobre 2006, on-line: <http://sfp.in2p3.fr/expo/EPI10/Amiet.pdf>.
- [Atlas-Auto] Encyclopédie Atlas en cartes, L'Industrie Automobile, Editions Atlas, site web : www.editionsatlas.fr.
- [Atlas-Pétrole] Encyclopédie Atlas en cartes, Le Pétrole, Editions Atlas, site web : www.editionsatlas.fr.
- [Badin 2001] F. Badin, B. Jeanneret, R. Trigui, F. Harel, Hybrid Vehicles, should we plug them to the grid or not ?, The 18th International Electric Vehicle Symposium, 21-24 October 2001, Berlin, Germany
- [Badin 2005] F. Badin, R. Trigui, *Les motorisations hybrides thermique-électrique*, Colloque Electrotechnique du Futur 2005, Grenoble, 14-15 Septembre 2005
- [Barbier 1994] Claude-Eric BARBIER – 'Modélisation et simulation du système véhicule électrique pour la conception et le contrôle de sa chaîne de traction', Thèse, Institut national polytechnique de Toulouse, 22.10.1994, n° d'ordre : 938.
- [Berrie 2003] Yves BERRIE, *Electronique dans l'automobile*, La Revue 3EI, n° 34, Septembre 2003
- [Bossel 2003-05] Ulf Bossel, Baldur Eliasson and Gordon Taylor, The Future of the Hydrogen Economy, Bright or Bleak?, April 2003, on-line: www.efcf.com/reports or www.evworld.com/databases/storybuilder.cfm?storyid=471.
- [Bossel 2003] Ulf Bossel, Efficiency of Hydrogen PEFC, Diesel-SOFC-Hybrid and Battery Electric Vehicles, European Fuel Cell Forum, 15 July 2003, on-line: <http://www.efcf.com/reports/E04.pdf>.
- [Bossel 2005] Ulf Bossel, Does a Hydrogen Economy Make Sense?, 7 April 2005, on-line:

- www.efcf.com/reports/E13.pdf.
- [Bossel 2006] Ulf Bossel, On the Way to a Sustainable Energy Future, Lucerne FUEL CELL FORUM 2006, July 3-7, 2006, on-line: www.efcf.com/reports/E16.ppt.
- [Campbell 2005] Colin J. Campbell – “The End of the First Half of the Age of Oil”, IV International Workshop on Oil and Gas Depletion, www.cge.uevora.pt/aspo2005/abstracts.php
- [Catania 2005] Sandrine Catania, Les véhicules particuliers en France, Données et références, Avril 2005, ADEME (Agence de l’Environnement et de la Maîtrise de l’Energie), Département Technologies des Transports, On-line : http://www.ademe.fr/auto-diag/transports/rubrique/CarLabelling/doc/vehicules_particuliers_fr_2005.pdf
- [Chan 2001] C. C. Chan, K. T. Chau, Modern Electric Vehicle Technology, Oxford University Press Inc., New York, 2001, ISBN: 0-19-850416-0
- [Chapel] Marc Chapel, Témoignage d’un client, on-line à : <http://marc.chapel.free.fr/Free%20Web.htm>
- [Chapoulie 1999] Philippe Chapoulie, Modélisation systémique pour la conception de véhicules électriques multi-sources – Application aux véhicules équipés de générateurs photovoltaïques ou de supercondensateurs, Thèse, N° d’ordre : 1527, Toulouse, 1999.
- [CleanAuto 2005] Clean Auto - Choc pétrolier ! Une série de records pour le prix du brut en Août 2005, mardi 30 août 2005, www.clean-auto.com
- [DasGupta 2005] S. DasGupta, J. K. Jacobs, B. Fleet, R. Bhola, G. Milicic, A. Amarei, H. Hutt, M. Boda, G. DasGupta, A Long Range, Ultra-Safe, Low Cost Electric Vehicle, EVS21, Monaco, 2-6 April 2005, disponible online à : <http://bioage.typepad.com/greencarcongress/docs/Electrovaya%20EVS21%20Paper.pdf>
- [Ehsani 2005] Mehrdad Ehsani, Yimin Gao, Sebastien E. Gay, Ali Emadi – Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles – Fundamentals, Theory, and Design, CRC Press LLC, 2005, USA
- [Energie 2004] Energie & Développement Durable Magazine, Hors série n°1, avril 2004, www.2e2d.info
- [ESA 2001] ESA Portal – « Le réchauffement de la planète : mythe ou réalité ? », 07 décembre 2001, www.esa.int/esaCP/Pr_14_2001_i_FR.html
- [GM 2005] GM News & Issues, Global Alliance for Hybrid Drive Development: Cooperation between BMW, DaimlerChrysler and GM, 9 Septembre 2005, on-line: http://www.gm.com/company/gmability/adv_tech/100_news/hybrid_090805.html.
- [Gouv] Mission Interministérielle de l’Effet de Serre, site web : www.effet-de-serre.gouv.fr.
- [Graham 2005] Robert L. Graham, Plug-In Hybrid Electric Vehicles, a Market Transformation Challenge: The DaimlerChrysler/EPRI Sprinter Van PHEV Program, EVS21, Monaco, 2-6 April 2005
- [Grinda] Climate Change 2001: The Scientific Basis, site web : www.grida.no/climate/ipcc_tar/wg1/index.htm
- [Hart 2005] Phil Hart, An Introduction to Peak Oil, October 2005, on-line: www.philhart.com.

- [Heilbronn 2005] Bertrand Heilbronn, Sylvain Vitet, Gauthier Beauzemont, Cyriacus Bleijs – A New Future for Electric and Hybrid Vehicles, EVS21, Monaco, 2-6 April 2005
- [Herreboudt 1999] Fabrice Herreboudt, Direction de la recherche, Renault, Pollution automobile, AGM-ITA, Revue *Techniques avancées*, Numéro 48, Juin 1999, on-line : http://www.amicale-ensta.org/revue/TA48/Pollution_automobile.html.
- [Honda] American Honda Motor Co., Inc : <http://automobiles.honda.com>
- [Husain 2003] Iqbal Husain, *Electric and Hybrid Vehicles: design fundamentals*, CRC Press LLC, 2003, ISBN: 0-8493-1466-6
- [IEA 1994] Agence Internationale de l’Energie (IEA), Véhicules Electriques: Technologie, Performances et perspectives, Editions TECHNIP, Paris, France, 1994.
- [IEA] Agence Internationale de l’Energie (IEA), HEVs & Governments, IEA’s Hybrid and Electric Vehicle Agreement, site web : www.ieahev.org/government.html.
- [IngAuto775] Challenge Bibendum : le show des nouveaux concepts, Ingénieurs de l’Automobile, n°775 bis – supplément au n°775.
- [Jaussaud 2005] Christophe Jaussaud, L’hybride Tour 2005 !, Le Journal de l’Automobile, 9 septembre 2005.
- [Jones 2005] Phil Jones and Jean Palutikof, Global Temperature Record, on-line : www.cru.uea.ac.uk/cru/info/warming, Climatic Research Unit, School of Environmental Sciences, University of East Anglia, Norwich, United Kingdom, web: www.cru.uea.ac.uk.
- [Joumard 2002] Robert Joumard - Les enjeux de la pollution de l’air et des transports. 5ème colloque C-VELEC, June 2002.
- [Kluger 2006] Jeffrey Kluger, Special Report - Global Warming, Time, April 3, 2006, p.24-54.
- [Mahé 2005] Thierry Mahé, Motorisations hybrides: Que Faire?, Industrie et Technologie, n°868, mai 2005, pg. 38-41.
- [Merat 2006] M.-C. Merat, Les glaciers polaires fondent à une vitesse alarmante, Actualités, Science&Vie, Mai 2006, n° 1064, p.38.
- [Michaud 2005] Pierre Michaud, La Honda Civic Hybride 2006, Magazine MCI, article on-line : http://www.magazinemci.com/articles/chroniques/2005/10/civic_hybride.htm.
- [Monde_1] Le Monde, mardi 5 Juillet 2005.
- [Monde_2] Le Monde 2, Pétrole – La Panne sèche?, n°85, supplément au Monde n° 18876, samedi 1^{er} octobre 2005.
- [Mulot, 2006] Rachel Fléaux-Mulot, David Larousserie, Ce qu’il faut savoir sur le réchauffement, Dossier – Climat fou: faut-il y croire?, Science et Avenir, Février 2006, p.42-57.
- [MultonE3996] Bernard MULTON, *Motorisation des véhicules électriques*, Technique de l’Ingénieur, E 3996.
- [Multon95-96] B.Multon, L.Hirsinger, Problème de motorisation d’un véhicule électrique, Première partie, Revue 3E.I n°4, Décembre 1995, pp.53-64 ; Deuxième partie, Revue 3E.I n°5, Mars 1996, pp.55-64.

- [Mustafa 2006] Nadia Mustafa, Taxi! Now urban commuters can have it all: style, service and sustainability, Time Style&Design, Green Living – Is Sustainability the New Luxury?, Summer 2006 Supplement to Time.
- [NGeo 2004] National Geographique France – Climat ce qui se passe vraiment, octobre 2004, site web : www.nationalgeographic.fr.
- [NYMEX] Energy Economics Newsletter – NYMEX Crude Oil Futures Prices <http://wtrg.com/daily/crudeoilprice.html>.
- [Ovshinsky] Ben Ovshinsky, Plug-In Hybrids: State Of Play, History & Players, The California Cars Initiative (CalCars), online: www.calcars.org/history.html.
- [Parfit 2005] Michael Parfit, Sans le Pétrole sur quelles énergies nouvelles se portera la voracité de la planète ?, National Geographique France – Que ferons-nous sans pétrole ?, Octobre 2005.
- [Radanne 2004] Pierre Radanne - La division par 4 des émissions de dioxyde de carbone en France d'ici 2050, Mission Interministérielle de l'Effet de Serre, Rapport de Mission, Mars 2004, site : http://info.effetserre.free.fr/Solutions/Division_Par_4.html.
- [Randi 2003] Sid Ali Randi, Conception systémique de chaînes de traction synchrones pour véhicule électrique, Thèse, n° d'ordre 1976, Toulouse, 2003.
- [Rechsteiner 2005] Rudolf Rechsteiner – “Peak Oil: What can Politics do?”, IV International Workshop on Oil and Gas Depletion, www.cge.uevora.pt/aspo2005/abstracts.php.
- [Renault 2005] Renault – Direction de la communication, Kangoo reinvents the electric car, 10 Mars 2003, disponible on-line : www.calcars.org/KangooRangeExtend.pdf.
- [Sciama 2005] Yves Sciama, Océans acides – La nouvelle menace, Science&Vie, Juillet 2005, p.98.
- [Sciama 2006] Yves Sciama, Climat – L'équilibre est rompu, Science&Vie, N° 1061, Février 2006.
- [S&V.08.05] Science&Vie – Août 2005.
- [S&V.05.05] Effet de Serre, Les avions mis en accusation, Science&Vie, mai 2005, n°1052.
- [Smokers 2000] Richard T.M. Smokers, Arjan J.J. Dijkhuizen and Rob G. Winkel, Annex VII - Overview Report 2000 - Worldwide Developments and Activities in the Field of Hybrid Road-vehicle Technology, Agence Internationale de l'Energie (IEA), Hybrid & Electric Vehicle, 2000, on-line : <http://www.ieahev.org/AnnexVII-2000.html>.
- [Uhrig 2005] Robert E. Uhrig, Using Plug-in Hybrid Vehicles to Drastically Reduce Petroleum-Based Fuel Consumption and Emissions, Feature articles from The Bent of Tau Beta Pi, spring 2005 issue, pp. 13-19, on-line: www.tbp.org/pages/publications/BENTFeatures/UhrigSp05.pdf.
- [Gouv 2005] Interventions du Premier ministre, « Allocution du Premier ministre lors de la signature du plan de service public d'EDF », Portail du Gouvernement, on-line : http://www.premier-ministre.gouv.fr/acteurs/interventions_premier_ministre_9/discours_498/allocution_premier_ministre_lors_54207.html.
- [Vincent 2005] Faustine Vincent – Etats-Unis et Europe s'échauffent sur le climat, 20 Minutes, 28 novembre 2005, www.20minutes.fr/.

-
- [Vital 2005] United Nations Environment Programme (www.unep.org), GRID-Arendal (www.grida.no), Vital Climate Change Graphics, février 2005, on-line : http://www.vitalgraphics.net/documents/clmate_change_update.v15.pdf.
- [Walsh 2006] Bryan Walsh, The Impact of Asia's Giants, How China and India could save the planet – or destroy it, Time, Vol.167, No.14, April 3, 2006, p.53-54.
- [Watson 2001] Robert T. Watson et al, Changements climatiques 2001 : Rapport de synthèse, Résumé à l'intention des décideurs, approuvé à la XVIIIe session du GIEC (Wembley, Royaume-Uni, 24-29 septembre 2001), on-line : <http://www.ipcc.ch/pub/un/syrfrench/spm.pdf>.
- [Wiki HV] Wikipedia, Hybrid vehicle, on-line : http://en.wikipedia.org/wiki/Hybrid_vehicle.
- [Wiki PHEV] Wikipedia, Plug-in hybrid electric vehicle, on-line : http://en.wikipedia.org/wiki/Plug-in_hybrid_electric_vehicle.
- [Wiki EV1] Wikipedia, General Motors EV1, on-line : http://en.wikipedia.org/wiki/General_Motors_EV1.
- [Wiki HC] Wikipedia, Global Hybrid Cooperation, on-line: http://en.wikipedia.org/wiki/Global_Hybrid_Cooperation.
- [Wiki Pic] Wikipedia, Pic pétrolier, on-line: http://fr.wikipedia.org/wiki/Pic_p%C3%A9trolier.
- [Wiki Hubbert] Wikipedia, Pic de Hubbert, on-line: http://fr.wikipedia.org/wiki/Pic_de_Hubbert.

CHAPITRE II

Méthodologie pour la conception optimale systémique

2.1. LA NECESSITE D'UNE CONCEPTION OPTIMALE SYSTEMIQUE	47
2.1.1. POURQUOI UNE CONCEPTION <i>OPTIMALE</i> POUR LES VE.....	47
2.1.1.1. Critère énergétique – minimisation de la consommation énergétique.....	48
2.1.1.2. Critère économique – minimisation du prix du véhicule.....	48
2.1.2. POURQUOI UNE CONCEPTION <i>SYSTEMIQUE</i> POUR LES VE	48
2.1.2.1. Fort couplage entre les composants.....	48
2.2. ORIENTATION DU MODELE POUR LA CONCEPTION.....	50
2.2.1. LA CONCEPTION ET LE PRINCIPE DE CAUSALITE	50
2.2.2. LA CONCEPTION DEFINIE COMME UN PROBLEME INVERSE.....	51
2.2.3. PROBLEME INVERSE VU COMME UN PROBLEME MAL POSE.....	52
2.2.4. DEMARCHE CLASSIQUE POUR SIMULER LE COMPORTEMENT	52
2.2.5. MODELE DE COMPORTEMENT POUR RESOUDRE UN PROBLEME INVERSE A L'AIDE DE L'OPTIMISATION	53
2.2.6. MODELE DE CONCEPTION IDEAL POUR RESOUDRE UN PROBLEME INVERSE	54
2.2.7. MODELE DE CONCEPTION POUR RESOUDRE LES PROBLEMES INVERSES A L'AIDE DE L'OPTIMISATION..	54
2.2.8. ILLUSTRATIONS	55
2.2.8.1. Modèle direct pour la simulation	56
2.2.8.2. Modèle inverse idéal pour la conception	56
2.2.8.3. Conception optimale avec le modèle direct et le modèle inverse idéal.....	57
2.2.8.4. Conception optimale idéale.....	58
2.3. MODELE DE CONCEPTION OPTIMALE SYSTEMIQUE DE LA CHAINE DE TRACTION D'UN VEHICULE ELECTRIQUE.....	59
2.3.1. ROLE DU CONCEPTEUR ET DE L'OUTIL DANS LE PROCESSUS DE CONCEPTION	60
2.3.2. DIFFERENTS NIVEAUX DE CONCEPTION	61
2.3.3. MODELE SYSTEMIQUE	61
2.3.4. MODELE DE GRANULARITE VARIABLE.....	62
2.3.5. STRUCTURE DU MODELE DE CONCEPTION SYSTEMIQUE.....	64
2.3.5.1. La non-linéarité du modèle de conception	66
2.3.5.2. L'optimisation avec contraintes au cœur du modèle de conception.....	66
2.3.5.3. Processus 1 – Modélisation dynamique inverse du véhicule	67
2.3.5.4. Processus 2 – Elaboration du cahier des charges des composants	68
2.3.5.5. Processus 3 – Dimensionnement des composants.....	68
2.3.5.5.1. Modèles simplifiés.....	69
2.3.5.5.2. Modèles détaillés	70
2.3.5.6. Considération Pratique.....	70
2.3.6. REALISATIONS DU MODELE DE CONCEPTION DU VEHICULE ELECTRIQUE.....	71
2.3.6.1. Elaboration des cahiers des charges dans une approche systémique.....	71
2.3.6.2. Conception des composants dans une approche systémique.....	71
2.3.7. APPLICATION DE LA METHODOLOGIE AU MODELE SYSTEMIQUE MULTI-NIVEAU.....	71
2.3.8. LOGICIEL MONVEOPTIM.....	72
2.4. ALGORITHME D'OPTIMISATION AVEC CONTRAINTES	75
2.4.1. FORME GENERALE D'UN PROBLEME D'OPTIMISATION	75
2.4.2. LA METHODE SQP.....	77
2.4.3. CONSIDERATIONS PRATIQUES SUR L'UTILISATION DE LA METHODE SQP	78
2.4.3.1. Nécessité de mettre les variables à l'échelle.....	79
2.5. ANALYSE DE SENSIBILITE PAR LA METHODE DES PLANS D'EXPERIENCES	82
2.6. CONCLUSION.....	83
2.7. REFERENCES.....	86

Chapitre 2

Méthodologie pour la conception optimale systémique

L'objectif général d'un processus de conception est la *création* d'un produit répondant à un besoin souvent exprimé par l'intermédiaire d'un cahier des charges. D'un point de vue industriel et économique, l'objectif est aussi l'amélioration de l'efficacité et de la qualité des produits. De plus, la démarche même de conception peut être un enjeu permettant de fournir une réponse plus pointue, mieux adaptée ou plus rapide à un besoin. Pour atteindre ces objectifs, la conception doit s'appuyer sur le développement de concepts, de méthodes génériques et d'outils numériques appropriés. La démarche de conception est très souvent une démarche itérative et multidisciplinaire pouvant faire appel aux techniques d'ingénierie simultanée.

Le premier paragraphe de ce chapitre explique la nécessité d'une conception optimale systémique dans le domaine des véhicules électriques. Ensuite, le deuxième paragraphe introduit des considérations théoriques générales concernant la démarche de conception et la définition d'un problème inverse (concevoir la source pour obtenir les effets souhaités). La méthodologie choisie pour la conception optimale systémique des véhicules électriques est décrite dans le paragraphe 2.3. La structure de ce paragraphe est décomposée en trois parties successives présentant une démarche séquentielle. La méthodologie de conception proposée est étroitement liée à l'outil d'optimisation sous contraintes utilisé pour résoudre le problème de conception. Ainsi, le paragraphe 2.4 présente une vue d'ensemble sur les techniques d'optimisation et détaille le principe de fonctionnement de l'algorithme SQP utilisé. De plus, la technique des plans d'expériences, présentée dans le paragraphe 2.5, permet d'adapter la granularité du modèle de conception.

2.1. La nécessité d'une conception optimale systémique

La façon de concevoir un produit dépend bien entendu non seulement du produit à concevoir, mais aussi de l'environnement dans lequel le produit va évoluer. Ainsi, une démarche rationnelle de conception doit impérativement tenir compte des contraintes internes et externes au produit désiré.

Par exemple, dans le cas d'un véhicule ou plus particulièrement d'un véhicule électrique, l'objectif est de suivre certains cycles de fonctionnement, c'est-à-dire un profil de vitesse fonction du temps et un profil routier fonction de la distance, et donc d'obtenir certaines performances (voir § 3.1.1). Ces performances sont des contraintes externes à la chaîne de traction qu'elle devra remplir sans risquer de se détériorer. Pour cela, des contraintes internes devront être également respectées.

2.1.1. Pourquoi une conception *optimale* pour les VE

L'optimisation énergétique de la chaîne de traction est un élément essentiel pour le développement des véhicules électriques. En effet, le problème principal du véhicule électrique est directement lié à sa source d'énergie, c'est-à-dire ses batteries. Les batteries actuelles ne peuvent stocker que de faible quantité d'énergie en comparaison avec l'énergie massique des carburants pétroliers qui atteint 12 000 Wh/kg [Multon E3996, p.1]. Avec l'énergie massique d'une batterie qui varie entre 50 et 200 Wh/kg [Badin 2005], un facteur d'approximation 100 apparaît entre les deux [Multon95-96]. Même avec les batteries Lithium polymères qui laissent espérer 300 Wh/kg, la différence reste encore très grande [Chapoulie 1999]. Cette forte différence d'énergie massique fait que les performances du véhicule électrique, en termes d'accélération et d'autonomie, restent bien inférieures au véhicule thermique traditionnel.

2.1.1.1. Critère énergétique – minimisation de la consommation énergétique

En attendant une source compétitive au niveau énergie massique et coût, nos travaux s'orientent vers une utilisation responsable de l'énergie disponible, en minimisant les pertes énergétiques par augmentation du rendement de la chaîne de traction dans sa globalité et en minimisant la demande en énergie par diminution de la masse du véhicule, ceci tout en respectant les performances désirées.

2.1.1.2. Critère économique – minimisation du prix du véhicule

Outre le problème concernant la source d'énergie, les véhicules électriques doivent être compétitifs en terme de prix d'achat. Si aux problèmes d'autonomie vient s'ajouter un prix supérieur à celui du véhicule traditionnel, on comprend facilement la difficulté du véhicule électrique à s'imposer comme moyen de transport individuel. C'est pourquoi, la conception dans le domaine du véhicule électrique doit intrinsèquement être basée sur l'optimisation afin de faciliter l'acceptation du véhicule électrique par le marché.

2.1.2. Pourquoi une conception *systémique* pour les VE

La nécessité d'une conception optimale systémique dans le domaine des chaînes de traction électrique résulte directement des considérations d'optimalité nécessaires décrites ci-dessus et du fort couplage entre les composants de la chaîne de traction. Ainsi, la maximisation du rendement *global* de la chaîne de traction, la minimisation du poids *total* du véhicule et la minimisation du prix *global* du véhicule impliquent une réflexion sur la totalité du véhicule et de sa chaîne de traction.

2.1.2.1. Fort couplage entre les composants

La chaîne de traction du véhicule électrique est un assemblage de plusieurs éléments : source d'énergie, convertisseur, moteur électrique, transmission et système de roulage. L'optimisation énergétique du système revient souvent à maximiser son rendement. Mais, le rendement total du système est le produit des rendements de chaque composant. Cela implique que chaque composant de la chaîne de traction diminue la puissance transmise par son rendement au point de fonctionnement considéré. Cette puissance perdue par le dispositif représente les pertes de ce composant. De plus, les points de fonctionnement du véhicule ne correspondent pas forcément aux points de rendement maximaux de chaque composant. Par conséquent, une optimisation indépendante d'un composant ne garantit pas un fonctionnement optimal du système. Il faut s'assurer que le système demande à tous les composants un fonctionnement simultané autour de leur rendement maximal. Cela revient à maximiser les rendements des composants pour les points de fonctionnement les plus utilisés.

Pour mettre en évidence la nécessité de concevoir un système dans sa globalité, et non pas en étudiant indépendamment chaque composant, un exemple simple est présenté : un système électromagnétique réalisé à partir de deux composants mis en série décrit sur la Figure 2.1. Les deux composants représentent deux transformateurs monophasés aillant chacun un rendement variable en fonction du courant. Ainsi, les deux rendements des deux transformateurs sont η_1 et η_2 et le rendement global du système η . L'objectif est de mettre en évidence l'effet du décalage entre les positions des rendements maximum de chaque composant sur le rendement maximum global.

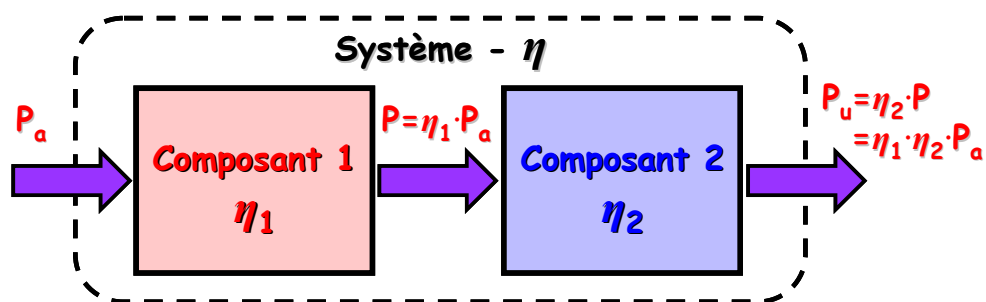


Figure 2.1. Système électromagnétique avec deux composants en série

Prenons l'équation classique du rendement d'un transformateur monophasé :

$$\eta_1 = \frac{V \cdot I \cdot \cos \varphi}{V \cdot I \cdot \cos \varphi + RI^2 + P_{\text{fer}}} \quad (2.1)$$

Remplaçons : $V \cdot \cos \varphi = a$, $R=b$, $P_{\text{fer}}=c$ et $I=x$:

$$\eta_1 = \frac{1}{1 + \frac{b \cdot x}{a} + \frac{c}{a \cdot x}} \quad (2.2)$$

En choisissant $a=1$, $b=0,1$ et $c=0,1$ l'équation (2.2) devient :

$$\eta_1 = \frac{1}{1 + \frac{x}{10} + \frac{1}{10x}} \quad (2.3)$$

Le maximum de cette fonction est obtenu pour $P_{\text{fer}} = R \cdot I^2$ et donc pour $c=b \cdot x^2$, c'est-à-dire :

$$x_{\text{max}} = \sqrt{\frac{c}{b}} \quad (2.4)$$

Dans ce cas, le maximum est à $x_{\text{max}}=1$ et le η_{max} peut être calculé simplement : $\eta_{1\text{max}} = 10/12 = 0,83$. Pour des raisons graphiques, le deuxième rendement est choisi avec le même maximum $\eta_{2\text{max}} = 0,83$ et une position $x_{\text{max}}=5$. Cela donne :

$$0,85 = \frac{1}{1 + b \cdot x + \frac{c}{x}} \quad \text{et} \quad 5 = \sqrt{\frac{c}{b}} \quad (2.5)$$

d'où $b=0,0205$ et $c=0,51$.

La deuxième fonction rendement s'écrit :

$$\eta_2 = \frac{1}{1 + \frac{0,2 \cdot x}{10} + \frac{5,1}{10x}} \quad (2.6)$$

Le rendement global est le produit des deux rendements $\eta = \eta_1 \cdot \eta_2$. Ainsi, le point maximal du rendement globale est obtenu pour $x=2,253$ à une valeur $\eta=0,619$. Les rendements du premier et du deuxième dispositif sont représentés sur la Figure 2.2 ainsi que le rendement global η .

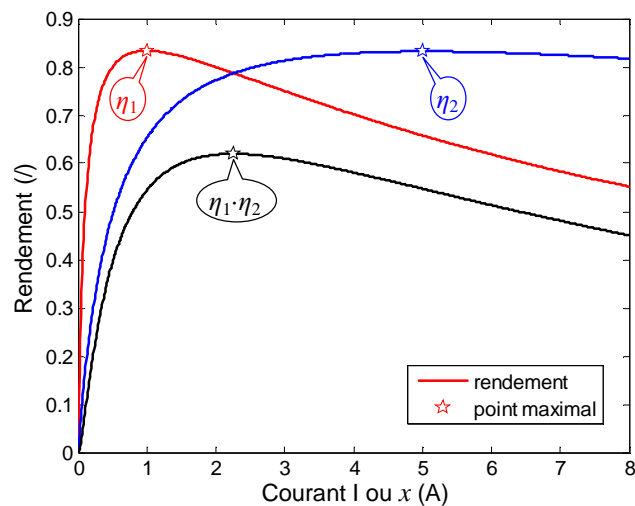


Figure 2.2. Les deux rendements η_1 et η_2 et le rendement global $\eta_1 \cdot \eta_2$

La conclusion évidente est que l'optimum global est plus faible que le produit des 2 maximums ($0,83 \cdot 0,83 = 0,689 > 0,619$). De plus, sa position est très éloignée de $\eta_{1\text{maxi}}$ et $\eta_{2\text{maxi}}$, étant située pratiquement à l'intersection des deux courbes. Ainsi, pour deux composants optimisés indépendamment avec deux maximums éloignés, le système global ne fonctionnera jamais à sa capacité maximale. Cela produit une perte d'énergie due à une mauvaise adaptation des composants entre eux et par conséquent engendre une atrophie du système global. Dans notre cas, le gain potentiel sur le système est de 7 pourcents ($0,619 - 0,689$) sans amélioration du rendement d'aucun sous-système et ce, simplement en prenant en considération les couplages entre les composants.

Dans le cas d'une chaîne de traction de véhicule électrique, le processus de conception d'un composant du système doit donc dépendre nécessairement de tous les autres composants et de leurs caractéristiques pour aboutir à un système optimal. En effet, il n'est pas suffisant de réaliser des optimisations indépendantes de tous les composants de la chaîne de traction, mais leurs interactions doivent également être optimisées afin de résoudre le problème dans sa globalité. Cette approche est d'autant plus pertinente qu'un grand nombre de composants en série constitue le système global. L'optimisation systémique doit ajuster simultanément les différents composants de la chaîne de traction, pour obtenir la meilleure adaptation du système au cahier des charges désiré.

2.2. Orientation du modèle pour la conception

L'apparition du calcul sur ordinateurs a rendu possible la représentation des objets complexes de notre réalité par des modèles numériques. Ainsi, le modèle remplace l'objet physique coûteux et peut être utilisé comme outil de simulation ou de conception. La simulation d'un objet sous-entend son existence, l'objectif du modèle consistant à étudier le comportement de l'objet aux différentes sollicitations. Par contre, la démarche de conception engendre la réalisation, la création de cet objet ; les objectifs sont bien différents. La question qui se pose alors, porte sur la nature des modèles et dans quelle mesure le modèle d'un objet peut-il être à la fois un modèle décrivant le comportement et un modèle permettant la conception ?

2.2.1. La conception et le principe de causalité

Le modèle peut donc prendre deux formes opposées que nous appellerons *modèle de comportement* et *modèle de conception*, en fonction de l'objectif recherché et donc du type de problème à résoudre. Ces deux types de problèmes sont connus sous le nom de problème *direct* et problème *inverse* [Begot 2001]. Ils s'identifient par rapport au grand Principe de Causalité (Cause / Effet) qui fait parti des

premiers principes⁴⁶ [Geisler 1999]. Ce principe est un fondement de la nature, se situant à la base même de la connaissance. Par exemple, la science moderne est fondée sur la recherche des causes et des effets pour établir ses théories. Cette position privilégiée fait que le Principe de Causalité apparaît dans tous les dispositifs physiques. Il semble donc logique que la méthode pour résoudre un problème direct, c'est-à-dire de la source (cause) vers l'effet, soit différente de la méthode pour résoudre un problème inverse, c'est à dire de l'effet vers la source (cause).

Différentes solutions sont envisagées pour aborder ces deux types de problèmes, suivant la description énoncée des phénomènes physiques mis en jeux, c'est-à-dire du modèle proposé (comportement ou conception).

2.2.2. La conception définie comme un problème inverse

Le problème direct consiste à calculer les effets à partir des causes et le problème inverse consiste à déterminer les causes d'un phénomène à partir de ses effets. Ainsi, le modèle de comportement se base sur une connaissance détaillée de la cause d'un phénomène et de ses lois physiques pour trouver l'effet, tandis que le modèle de conception part de la connaissance de l'effet souhaité et des lois physiques pour déterminer la cause.

La Figure 2.3 représente un problème direct partant de la cause vers les effets (partie haute) et un problème inverse partant des effets pour aller vers la cause (partie basse). La démarche inverse est certainement la moins commune mais typique pour toute démarche de conception. Elle impose à tout concepteur une démarche de *créativité* et non pas de description comme dans le cas du problème direct.

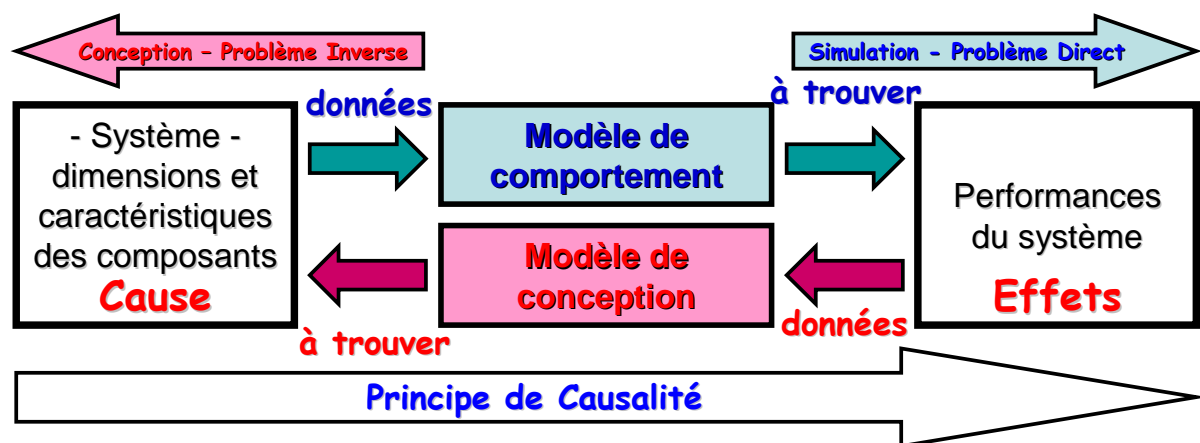


Figure 2.3. Deux modèles différents du système pour deux problèmes différents

Il faut remarquer que si, dans le cas du problème direct il n'est pas nécessaire d'avoir une connaissance préliminaire des effets pour pouvoir résoudre le problème, dans le cas du problème inverse une certaine connaissance de la source à déterminer est indispensable⁴⁷. Dans un certain sens, la source « contient » l'effet, ce qui n'est pas valable dans le cas inverse. L'effet est généré par la source due à la nature propre de la source. De ce fait, l'effet est totalement conditionné par la source et unique. D'autre part, l'effet représente la source mais il ne la « contient » pas, l'effet ne peut pas générer la source ! Cela veut dire, que la seule connaissance des effets n'est pas suffisante pour déterminer la source.

⁴⁶ Les premiers principes (first principles) sont la base de toute connaissance. Sans eux rien ne pourrait être connu. Tous les premiers principes sont évidents et indéniables ou déductibles de l'évident et de l'indéniable. Si le principe de causalité est énoncé, « chaque effet a une cause », alors il est indéniable. Sous cette forme le principe de la causalité est analytiquement évident, puisque par un "effet" est signifié ce qui est causé et par une "cause" ce qui produit l'effet. C'est comme dire, "chaque triangle a trois côtés" [Geisler 1999].

⁴⁷ Cette connaissance indispensable fait que le modèle de conception comporta une non-linéarité. Cela sera évident lors de la présentation de la structure du modèle de conception dans § 2.3.5 et sera commentée dans § 2.3.5.1.

Ainsi, le problème inverse, caractéristique d'une démarche de conception, ne garantit pas l'unicité et même l'existence d'une solution. Les problèmes inverses rentrent donc dans la catégorie des problèmes mal posés ou mal conditionnés (« *ill defined* » ou « *ill structured* ») [Begot 2001, p.40].

2.2.3. Problème inverse vu comme un problème mal posé

La notion de problèmes bien ou mal posés remonte aux travaux d'Hadamard des années 1920 [Begot 2001, p.40]. Considérons un problème mis sous la forme générale :

$$Au = f \tag{2.7}$$

En faisant un parallèle entre (2.7) et la Figure 2.3 la variable u correspond à la cause et f aux effets. L'opérateur A représente le modèle de comportement et l'opérateur inverse A^{-1} représente le modèle de conception ($u = A^{-1}f$).

Si f et A sont donnés dans le but de déterminer u (comme dans le cas d'un problème inverse) le problème est dit bien posé si 3 conditions sont remplies :

- La solution existe ;
- Elle est unique ;
- Elle est stable vis à vis de petites variations du second membre, c'est-à-dire que pour une petite variation f_A , la solution calculée u_A est peu différente de la solution exacte u (problème bien conditionné).

Dans le cas où une de ces trois conditions n'est pas remplie, le problème est dit mal posé.

La conception comporte donc une activité de construction d'un modèle inverse suivie par la transformation du problème initial mal posé en un problème suffisamment bien posé pour pouvoir le résoudre. La construction du modèle inverse se fait soit par le développement d'un modèle orienté complètement dans le sens inverse soit en inversant un modèle direct à travers un processus d'optimisation. Ces différentes possibilités sont présentées dans le paragraphe suivant.

2.2.4. Démarche classique pour simuler le comportement

Dans la démarche habituelle de simulation, les composants sont modélisés afin de déterminer les performances du système, c'est-à-dire les effets. Dans ce cas, le modèle est appelé modèle de comportement. Au départ, tous les composants sont connus ce qui permet de déterminer le comportement du système, notamment ses performances. Ce problème direct est résolu en une seule étape, son schéma de principe est représenté sur la Figure 2.4.

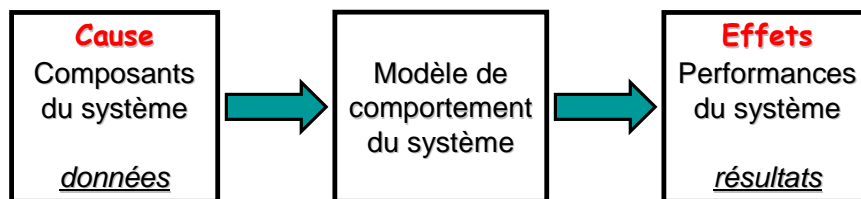


Figure 2.4. Modèle de comportement pour résoudre un problème direct

Ces problèmes sont très fréquents dans les activités liées au contrôle/commande et à la simulation ou l'étude des performances.

2.2.5. Modèle de comportement pour résoudre un problème inverse à l'aide de l'optimisation

Dans le cas de la conception d'une chaîne de traction électrique pour des performances souhaitées et caractéristiques d'un véhicule donné, le concepteur est confronté à un problème inverse. C'est à dire, les composants de la chaîne de traction et leurs caractéristiques doivent être déterminés en fonction des spécifications imposées au véhicule, notamment en fonction d'un cycle de fonctionnement dynamique.

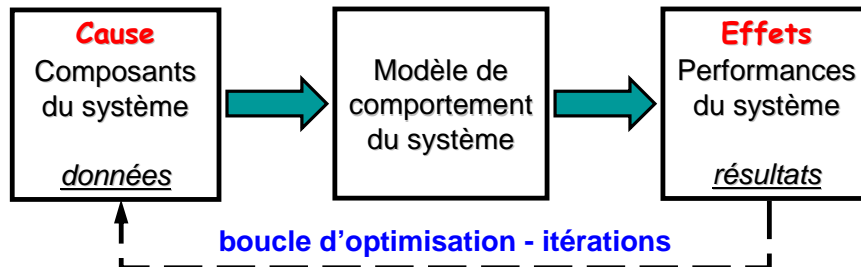


Figure 2.5. Modèle de comportement pour résoudre un problème inverse à l'aide d'un algorithme d'optimisation

Ce problème inverse peut être résolu de différentes manières [Fitan 2004]. La méthode habituelle consiste à choisir les composants successivement, à les assembler et ensuite examiner les performances du système. Dans ce cas, les outils de simulation sont bien adaptés. Un modèle de comportement plus ou moins sophistiqué peut représenter le dispositif et fournir les performances du système. Si ces performances ne sont pas satisfaisantes, les composants sont modifiés et le processus est répété jusqu'à l'obtention des performances désirées. Si le concepteur souhaite un dispositif optimal il peut soumettre son modèle aux méthodes numériques d'optimisation ou simplement itérer manuellement. La Figure 2.5 décrit cette approche construite à partir d'un modèle de comportement.

A ce point, il est important de remarquer que le modèle de comportement combiné à un algorithme d'optimisation se comporte comme un modèle de conception [Papalambros 2000]. Cette combinaison fournit le moyen de passer « de l'effet à la cause », du fait que l'optimisation réalise l'inversion du modèle de comportement. Ce processus d'inversion est illustré sur la Figure 2.6.

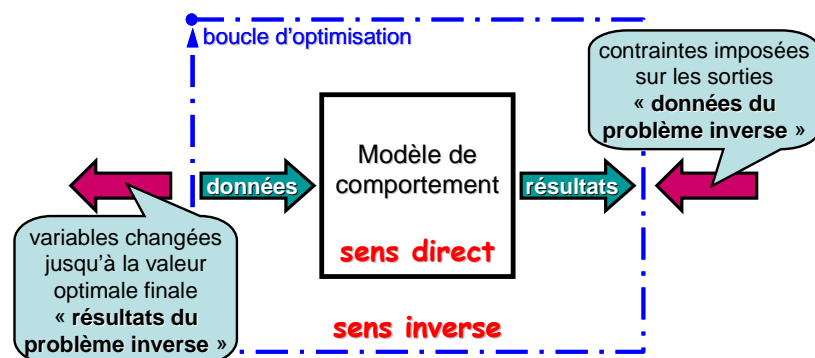


Figure 2.6. Optimisation comme solution pour inverser l'orientation du modèle

En effet, grâce à l'optimisation il est possible de manipuler les entrées et les sorties du modèle direct et de former un ensemble (optimisation & modèle direct) qui se comporte comme un modèle inverse :

- Les entrées ou données du modèle direct varient jusqu'à une valeur optimale. De ce fait, elles ne sont plus imposées en tant que valeurs fixes, mais sur une plage de variation. Leurs valeurs seront déterminées par l'algorithme d'optimisation. Elles constituent les sorties du problème inverse.
- Les sorties ou résultats du modèle direct sont soumises aux contraintes imposées par le concepteur. C'est-à-dire que ce n'est pas le modèle qui fournit les valeurs fixes des sorties

en fonction des entrées, mais ces valeurs sont imposées par contraintes afin de trouver la combinaison optimale des valeurs d'entrées. Les valeurs imposées par contraintes constituent les données du problème inverse.

A l'intérieur de la boucle d'optimisation le modèle direct existe toujours, mais vu de l'extérieur l'ensemble représente un modèle inverse. Ainsi, les entrées du modèle direct deviennent les sorties du modèle inverse et les sorties du modèle direct les entrées du modèle inverse. Le modèle est bien inversé.

Cette approche représente un traitement indirect du problème inverse. L'inconvénient majeur de cette solution est que le processus itératif devra gérer un grand nombre de facteurs dans un système complexe. Le remède à cet inconvénient est de tenter d'éliminer la boucle d'optimisation en construisant directement un véritable modèle inverse, c'est-à-dire un modèle directement orienté dans le sens de la conception.

2.2.6. Modèle de conception idéal pour résoudre un problème inverse

Afin d'éliminer les boucles d'optimisation nécessaires pour l'inversion du modèle direct, une solution utilisant un modèle de conception est envisagée. Dans ce cas, le problème inverse est décrit dès le début dans le sens de la conception. Cette approche représente certainement la méthode la plus rationnelle pour résoudre un problème inverse. D'ailleurs, elle est utilisée lors de la conception de nouveaux dispositifs, (citons à titre d'exemple la conception des machines électriques [Brisset 2005]).

La Figure 2.7 présente le schéma du processus idéal de conception. Il est composé d'un modèle de conception décrivant le problème de sorte que la solution soit trouvée en une seule résolution du modèle, sans technique d'optimisation. Ce type de modèle reste « idéal » car la majorité des modèles ne sont pas totalement inversibles ce qui est certainement le cas du modèle de conception d'une chaîne de traction du véhicule électrique.

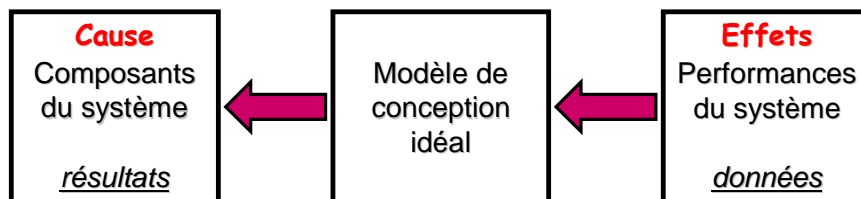


Figure 2.7. Modèle inverse idéal pour la conception

Même si, dans la pratique, le modèle de conception idéal est dans la plupart des cas indisponible, il est utile de le définir afin d'établir des repères qui nous aident à mieux comprendre la meilleure orientation pour la conception. Ainsi, le modèle de conception idéal est capable de trouver la cause à partir des effets sans utiliser une technique d'optimisation. Les relations analytiques éliminent les valeurs intermédiaires trouvées par optimisation et fournissent en une seule évaluation l'objet recherché. En conséquence, le modèle inverse idéal (quand il est possible de le construire) est sans conteste la meilleure formulation du problème inverse. Le temps de calcul pour un modèle inverse idéal est sans aucune mesure plus rapide que dans le cas d'un modèle direct inversé par un algorithme d'optimisation. C'est donc vers ce type de modélisation qu'il faut tendre.

2.2.7. Modèle de conception pour résoudre les problèmes inverses à l'aide de l'optimisation

Malheureusement, dans la plupart des cas, le processus n'est pas totalement réversible. Par conséquent, la meilleure orientation pour la conception est un compromis entre les deux solutions précédentes où la résolution du problème de conception exige l'utilisation d'un algorithme itératif, comme présentée sur la Figure 2.8. Dans la mesure où il est possible, le problème est écrit dans le sens de la conception et quand ce raisonnement est impossible, une solution est obtenue grâce aux outils d'optimisation.

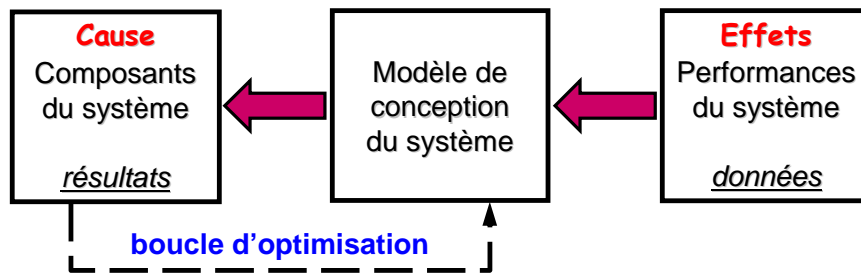


Figure 2.8. Modèle inverse de conception pour résoudre les problèmes inverses à l'aide de l'optimisation

En effet, cette approche utilise l'optimisation seulement pour les parties du modèle qui ne peuvent pas être explicitement inversées. Quand l'ensemble du modèle est inversible, la solution coïncide avec le modèle de conception idéal. Par contre, dans le cas où le modèle entier ne peut pas être inversé, comme dans le cas d'un modèle numérique (modèle éléments finis) utilisé en dimensionnement, l'approche s'identifie à la première solution (modèle de comportement et optimisation).

Cette approche exige du concepteur une vision inverse afin d'établir des modèles orientés dans le sens de la conception. Cela signifie, qu'une partie du travail d'inversion est faite par le concepteur lors de l'établissement des modèles, et non pas par l'algorithme d'optimisation à chaque lancement du calcul. Le résultat est que le processus de conception est rendu plus rapide et moins volumineux : le nombre des contraintes et de variables de conception est diminué.

Cette orientation est très générale et représente la meilleure approche pour tous les problèmes de conception. Elle garantit que l'optimisation est utilisée seulement s'il n'existe pas d'autres solutions, et simplifie ainsi au maximum le processus de conception.

2.2.8. Illustrations

Afin d'illustrer les idées apportées sur l'orientation des modèles, mais également le concept de la conception optimale, nous considérons l'exemple de l'analyse et de la conception d'une inductance, présentée sur la Figure 2.9. Le circuit est réduit à deux dimensions⁴⁸ : a et b , où a représente la largeur, la profondeur et la hauteur du circuit et b l'épaisseur du circuit magnétique. La bobine est composée de n spires ($n = 100$) parcourues par un courant I ($I = 1A$). La perméabilité magnétique du matériau μ est supposé constante ($\mu = 5000 \cdot \mu_0$) et les fuites sont négligées. L'exemple est utilisé pour illustrer un modèle direct, un modèle inverse idéal, un problème de conception optimale utilisant alternativement les deux modèles et une conception optimale idéale.

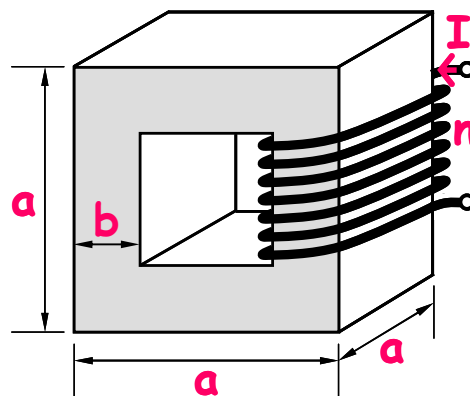


Figure 2.9. Inductance

⁴⁸ Nous avons choisi un exemple assez simple afin de pouvoir construire un modèle inverse idéal et également pour faciliter la compréhension des idées exposées sur l'orientation des modèles.

2.2.8.1. Modèle direct pour la simulation

Un problème direct correspondant à ce dispositif fournit l'inductance L (H) et l'induction B (T) en fonction des dimensions a (m) et b (m). En effet, les dimensions a et b représentent le dispositif (la cause) tandis que L et B ses performances (les effets). Ce problème est résolu par un modèle direct (MD – Modèle Direct) de la forme :

$$L = \mu \cdot \frac{n^2}{4} \cdot \frac{a \cdot b}{a - b} \quad (2.8)$$

$$B = \frac{\mu \cdot n \cdot I}{4 \cdot (a - b)} \quad (2.9)$$

Ainsi, pour une valeur donnée de a et b , le modèle fournit la réponse en une seule résolution. Par exemple, pour $a = 0,1m$ et $b = 0,02m$ on obtient $L = 0,39H$ et $B = 1,96T$. Le modèle direct est schématisé par la Figure 2.10.a.

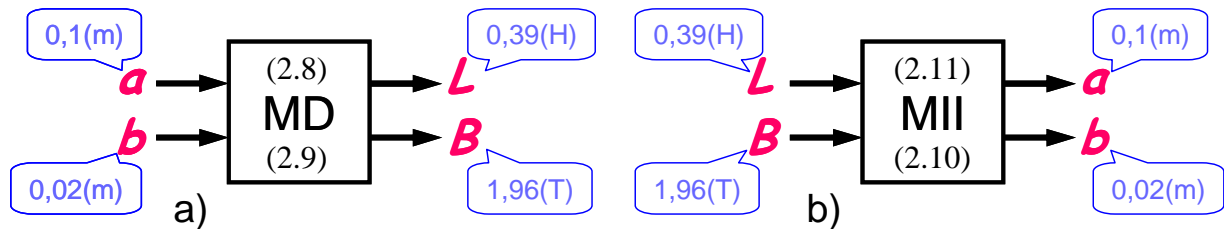


Figure 2.10. Exemples de modèles : a) Modèle Direct (MD) ; b) Modèle Inverse Idéal (MII)

2.2.8.2. Modèle inverse idéal pour la conception

Le problème de conception décrit par un modèle inverse idéal⁴⁹ (MII) doit déterminer les dimensions a et b à partir des performances données L et B , par une résolution analogique sans techniques d'optimisation, ni méthode itérative (Figure 2.10.b). Le modèle inverse idéal peut s'obtenir dans le cas de ce problème simple et linéaire. Les relations représentant ce modèle sont déterminées en inversant les relations (2.8) et (2.9) :

$$b = -\frac{\mu \cdot n \cdot I}{8 \cdot B} + \frac{1}{8 \cdot n \cdot B} \cdot \sqrt{\mu^2 \cdot n^4 \cdot I^2 + 64 \cdot L \cdot I \cdot B \cdot n} \quad (2.10)$$

$$a = \frac{\mu \cdot n \cdot I}{4 \cdot B} + b = \frac{\mu \cdot n \cdot I}{8 \cdot B} + \frac{1}{8 \cdot n \cdot B} \cdot \sqrt{\mu^2 \cdot n^4 \cdot I^2 + 64 \cdot L \cdot I \cdot B \cdot n} \quad (2.11)$$

On observe que la relation (2.9) permet d'expliciter a en fonction de b sous la forme (2.11) ce qui permet, en reportant (2.11) en (2.8), d'obtenir b comme solution d'une équation du second degré. Cependant, une des solutions est éliminée car b doit être positif.

Le modèle a pu être complètement inversé, et pour une valeur donnée de L et B , il fournit les dimensions a et b . Ainsi, pour $L = 0,39H$ et $B = 1,96T$ on obtient bien comme réponse les valeurs d'entrée du modèle direct : $a = 0,1m$ et $b = 0,02m$.

Si ce modèle inverse est idéal du point de vue du processus de conception, il ne se préoccupe pas du

⁴⁹ Il est idéal parce qu'il est inversé sans faire appel aux techniques d'optimisation. Il est également possible d'inverser le modèle à l'aide d'optimisation. Dans ce cas, le modèle intégrant l'optimisation est un modèle inverse, mais il n'est pas idéal.

moindre critère d'optimalité. Il ne fournit pas le *meilleur dispositif* mais simplement le « *dispositif initial* », seul et unique. L'optimalité nécessite des degrés de liberté et un espace de solutions infini. Ainsi, le meilleur dispositif exige de la *conception optimale*.

Le prochain exemple illustre la conception optimale en minimisant le volume du matériau magnétique utilisant d'abord le modèle direct, puis le modèle inverse idéal.

2.2.8.3. Conception optimale avec le modèle direct et le modèle inverse idéal

Afin d'illustrer la différence entre deux formulations possibles d'un même problème de conception optimale⁵⁰, les modèles direct et inverse exposés en § 2.2.8.1 et § 2.2.8.2 sont exploités.

Le problème de conception optimale consiste à minimiser le volume du matériau magnétique ($V = a^3$) pour une valeur souhaitée de l'inductance L ($L = 0,39\text{H}$) et en imposant une limite maximum de $1,96\text{T}$ à l'induction B . Les deux problèmes d'optimisation sont illustrés sur la Figure 2.11 et la Figure 2.12. Dans la formulation basée sur le modèle direct, il est nécessaire d'ajouter la contrainte $b \leq a/2$ afin d'assurer l'intégrité du modèle géométrique, ce que n'est pas le cas de l'autre formulation.

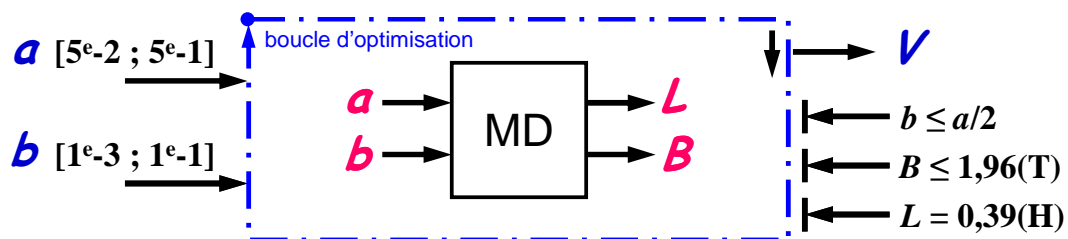


Figure 2.11. Minimisation du volume du circuit magnétique en utilisant le modèle direct (PO_{MD})

Les optimisations⁵¹ sont lancées à partir de points de départ aléatoires et convergent sur le même résultat optimal : $V = 10^{-3}\text{m}^3$, $a = 0,1\text{m}$, $b = 0,019\text{m}$ et $B = 1,96\text{T}$, avec B en butée pour les deux optimisations.

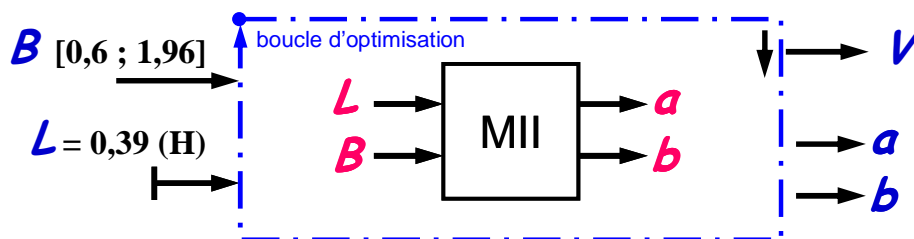


Figure 2.12. Minimisation du volume du circuit magnétique en utilisant le modèle inverse idéal

Étant donné le problème de conception optimale qui consiste à déterminer les dimensions du dispositif qui minimise le volume, il est tout à fait évident que, parmi les deux formulations présentées, la plus appropriée est celle basée sur le modèle inverse idéal, car il est par définition construit dans la direction de conception.

Ainsi, dans le cas du Problème d'Optimisation basée sur le MD (PO_{MD} , Figure 2.11), l'optimisation réalise l'inversion du MD⁵² et en même temps minimise le volume. Par contre, dans le cas du Problème d'Optimisation basée sur MII (PO_{MII} , Figure 2.12), le modèle est déjà inversé et l'optimisation agit seulement pour minimiser le volume. PO_{MII} a une seule variable de conception (B)

⁵⁰ Par deux optimisations différentes.

⁵¹ Les problèmes d'optimisation ont été résolus par la méthode SQP présentée en § 2.4, à travers la fonction *fmincon* disponible dans la boîte à outils d'Optimisation du MATLAB®.

⁵² L'algorithme d'optimisation réalise l'inversion du MD en lui imposant les contraintes L et B sur les sorties et en laissant varier ses entrées (les dimensions a et b) afin de trouver leurs valeurs optimales finales (voir § 2.2.5 pour plus de détails sur l'inversion du modèle par l'optimisation).

et une fonction objectif (V), tandis que PO_{MD} a deux variables de conception (a et b), deux contraintes d'inégalité, une contrainte d'égalité et un objectif. PO_{MD} est donc plus chargé et plus lourd afin de résoudre le même problème de conception optimale que PO_{MII} .⁵³ Cela explique pourquoi PO_{MD} nécessite 5 itérations et 19 évaluations de la fonction pour arriver au même résultat final que PO_{MII} en 2 itérations et 6 évaluations de la fonction, en partant du même point initial. Ceci confirme la supériorité des approches de type PO_{MII} (orienté vers la conception) quand il s'agit de faire de la conception optimale.

Cependant, la démarche peut être encore poussée vers le concept de conception optimale idéale qui consiste à résoudre analytiquement le problème d'optimisation.

2.2.8.4. Conception optimale idéale

Même si elle peut rarement être utilisée en pratique, il est utile de l'identifier et de l'illustrer ici afin de mieux comprendre la conception, l'orientation des modèles et l'utilité de l'optimisation. En effet, la conception optimale idéale supprime définitivement le besoin d'algorithme d'optimisation car elle remplace ses deux tâches⁵⁴ par des équations qui fournissent la réponse recherchée. La démarche reste idéale du fait qu'elle ne peut pas être appliquée que dans des cas très simples. En effet, il faut déjà avoir le modèle inverse idéal et d'être capable de résoudre algébriquement les conditions d'optimalité afin de trouver la solution optimale.

Dans notre exemple, afin de déterminer le modèle pour la conception optimale idéale, il faut utiliser le modèle inverse idéal et trouver la solution à l'équation représentant le critère d'optimalité [Harris 1998] :

$$\frac{dV}{dB} = 0 \quad \text{ou} \quad \frac{da}{dB} = 0 \quad (2.12)$$

La résolution formelle de cette équation fournit une équation du second degré de la forme :

$$\frac{\mu \cdot n \cdot I}{8 \cdot B^2} + \frac{1}{2 \cdot \sqrt{\frac{\mu^2 \cdot n^2 \cdot I^2}{64 \cdot B^2} + \frac{L \cdot I}{B \cdot n}}} \cdot \left(\frac{\mu^2 \cdot n^2 \cdot I^2}{32 \cdot B^3} + \frac{L \cdot I}{B^2 \cdot n} \right) = 0 \quad (2.13)$$

dans laquelle la somme de deux termes positifs doit être égale à zéro. Cela implique que B soit ∞ . Cela est visible également sur la Figure 2.13 représentant a en fonction de B .

⁵³ Les deux problèmes d'optimisation représentent le même problème de conception optimale du fait que, dans les deux cas on impose L , on minimise V et on laisse libre a , b et B pour converger vers leurs valeur optimale finale.

⁵⁴ Les deux tâches de l'optimisation en général sont l'inversion d'un modèle si il n'est pas totalement inversé ou inversible et la recherche d'un ou du maximum (minimum).

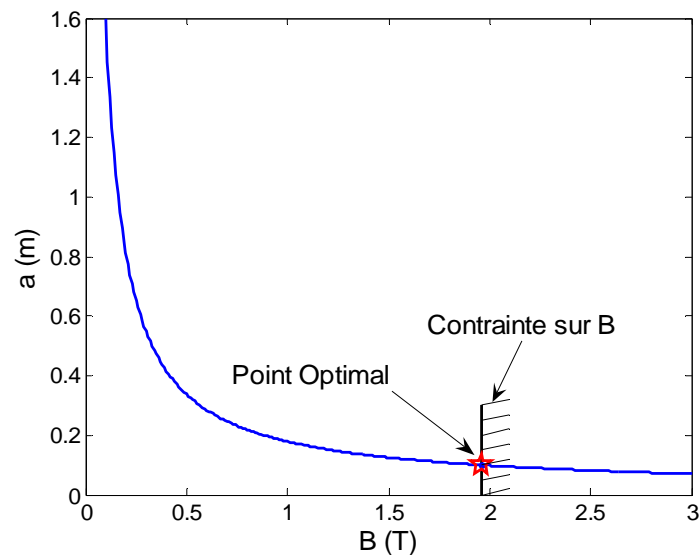


Figure 2.13. Variation de a en fonction du B pour visualiser le minimum

Ainsi, pour la minimisation de $V(a)$ la valeur de B tend vers l'infini ou vers la contrainte supérieure. Une fois ce modèle de conception optimale idéal obtenu, le problème d'optimisation PO_{MII} (Figure 2.12) n'a plus la raison d'être car B va se situer systématiquement sur sa butée maximale, et la valeur de a , b et V sont fournis par le MII.

L'exemple proposé a illustré différents niveaux de conception avec la conception optimale idéale comme étant la meilleure approche. Cela représente le but vers laquelle il faut tendre même si dans la majorité des cas il est utopique. Cependant, l'efficacité du processus de conception dépend de la mesure avec laquelle il s'approche de cet idéal. Lorsqu'on s'éloigne de cet idéal, les techniques d'optimisation interviennent d'abord pour rechercher le minimum et ensuite pour inverser les parties du modèle qui ne sont pas directement inversibles.

Dans le cas de la conception optimale systémique de la chaîne de traction, le modèle de conception utilise les performances désirées du véhicule afin de déterminer les composants de la chaîne de traction. Dans ce cas le modèle inverse idéal ne peut pas être obtenu, et encore moins la conception optimale idéale ne peut être mise en œuvre. Cependant, des sous-ensembles peuvent être inversés ce qui permet d'améliorer le processus de conception. Par exemple, la vitesse du véhicule est imposée en entrée à travers le cycle de fonctionnement ce qui représente un avantage considérable. En effet, l'équation différentielle décrivant le comportement dynamique du véhicule est tout simplement éliminé ! Comme la vitesse en fonction du temps est une donnée du problème, il est facile d'en déduire l'accélération. Par conséquent, le sens d'écriture du problème intervient directement sur la difficulté, d'exprimer ou de résoudre le problème.

2.3. Modèle de conception optimale systémique de la chaîne de traction d'un véhicule électrique

Le modèle de conception optimale systémique d'un véhicule électrique doit permettre de déterminer la configuration optimale du système chaîne de traction du véhicule électrique par une approche de conception. Par conséquent, il utilise les performances souhaitées du véhicule afin de déterminer les composants de la chaîne de traction, non pas pour un seul point, mais pour un cycle entier de fonctionnement et impose pour chaque composant sa mission et la meilleure adaptation à cette mission.

Etant donné l'orientation choisie dans le paragraphe 2.2.7 pour un processus de conception quelconque, ce paragraphe est consacré à la définition et à la structure d'un tel modèle pour la

conception des chaînes de traction électrique. Auparavant, le rôle du concepteur et de l'outil de conception sera introduit ainsi que l'aspect modélisation systémique.

2.3.1. Rôle du concepteur et de l'outil dans le processus de conception

La présence d'outils numériques dans la démarche de conception conduit à s'interroger sur le rôle joué par ces outils logiciels à fort potentiel de calcul et les limites de leur utilisation dans le processus de conception (création). Deux attitudes extrêmes et contradictoires peuvent apparaître [Wurtz 2005] :

- Une attitude de *suspicion*, concrétisée par un rejet massif de l'utilisation des outils d'aide à la conception. La conception doit rester la seule compétence du concepteur et non pas d'un outil automatisé incapable de créativité.
- Une attitude d'*adoption massive* qui attend de l'outil une automatisation complète et exhaustive de l'activité de conception.

Il est donc nécessaire d'aborder le processus de conception d'une manière réaliste, afin de délimiter le rôle du concepteur et le rôle de l'outil. Pour cela, il est nécessaire de voir en quoi consiste l'activité de conception. Le processus de conception peut se décomposer en trois phases : *formuler, résoudre et interpréter* le problème. Ces phases comportent un niveau de raisonnement et d'analyse, propre au concepteur.

Un cadre dominant pour l'instrumentation de la démarche de conception est donné par la « théorie de la décision » (“Symbolic Information Processing Approach”) justifiant l'analogie entre les raisonnements de concepteur et les raisonnements formels des logiciels [Wurtz 2005]. Cependant, cette approche s'avère irréaliste et incomplète du fait qu'elle néglige l'importance de la phase de formulation au profit de celle de résolution.

Afin de mieux comprendre l'importance de la phase de formulation, la conception va être scindée en deux activités : complexes et compliquées. Les *activités compliquées* consistent en la manipulation d'informations claires, mais en grand nombre. Le grand nombre d'informations à traiter rend l'automatisation souhaitable, voire indispensable, et la clarté des informations rend l'automatisation possible. Par contre, les *activités complexes* comprennent des informations incomplètes et des propriétés non déterministes impliquant des choix ou des hypothèses discutables rendant impossible leur automatisation. Contrairement aux activités compliquées qui sont totalement automatisables, les activités complexes peuvent être abordées grâce à deux types de stratégie différents. La première stratégie comporte les approches rationnelles capables de transformer un problème complexe et mal posé en un problème compliqué capable d'être résolu par l'outil logiciel. La deuxième inclue les approches heuristiques, empiriques et opportunistes propres au concepteur. Au delà de toutes ces stratégies identifiables, la conception peut comporter des éléments imprévus appartenant à la chance ou à l'irrationnel tel l'intuition mais apparaissant grâce ou à cause de la présence du concepteur.

Le théorème d'incomplétude de Kurt Gödel publié en 1931 [WikiGödel] [Wurtz 2005] identifie des limites infranchissables par les systèmes formels finis. En effet, les fondements d'une théorie ne peuvent jamais être justifiés par le formalisme de cette même théorie. C'est pourquoi la légitimité d'un processus de conception ne pourra être apportée que par un acteur humain. Ainsi, l'activité compliquée résolue par l'outil logiciel sera toujours précédée par la formulation réalisée par le concepteur à travers une stratégie rationnelle.

La conception comporte donc une activité de formulation consistant à décrire un modèle inverse, suffisamment bien posé pour pouvoir être résolu. Cette activité revient principalement au concepteur. Ensuite, l'outil logiciel s'occupe de la résolution du problème de manière à prendre en charge les activités compliquées. Ainsi, le processus de conception est obtenu grâce à l'union du savoir faire du concepteur et des performances de l'outil d'aide à la conception, chacun ayant un rôle précis. La séparation des activités en « complexes » et « compliquées » permet au concepteur d'exprimer sa créativité dans les phases complexes en se déchargeant des activités compliquées, entre autres l'exploration d'un vaste espace de conception.

2.3.2. Différents niveaux de conception

En général, l'activité de conception est une suite de prise de décision concernant : les structures, les technologies et les dimensions sous contraintes de prix, d'encombrement, de masse, de rendement, etc. Ainsi, dans le processus de conception d'une chaîne de traction, trois niveaux de décision peuvent être considérés [Randi 2003, p.9] :

- Choix d'architecture
- Choix de composants
- Choix de dimensions

Le premier niveau consiste à définir le type de chaîne de traction à utiliser parmi les différentes solutions possibles comme thermique, hybride (de différents types) ou électrique. Lors d'une éventuelle automatisation, il est possible d'imaginer un schéma global incluant toutes ces architectures. Dans ce cas, le logiciel doit être capable de commuter entre les différentes structures à l'aide de variables de catégorie ou qualitative.

Une fois l'architecture globale choisie, plusieurs solutions technologiques sont encore possibles. Ainsi, le deuxième niveau repose sur la nature des composants constituant la chaîne de traction. Si on souhaite inclure le choix de ceux-ci, il est alors indispensable de disposer des modèles de chaque composant candidat.

Le troisième et dernier niveau permet de trouver les dimensions des composants qui permettront d'atteindre les performances exigées par le cahier des charges.

Si ces choix peuvent être formalisés, et que cette formalisation de justifie, le processus de conception comportant les trois niveaux mentionnés peut être traité par un outil d'aide à la conception. Cependant, il faut préciser que lors d'une telle approche, le processus de conception reste restreint aux choix déjà prédéfinis par le concepteur, l'outil ne pouvant pas apporter d'éléments de créativité, de nouvelles configurations ou de technologies non prévues par le concepteur.

Dans le présent mémoire, notre travail s'est porté exclusivement sur le troisième niveau de conception, c'est-à-dire sur le dimensionnement de composants choisis par le concepteur. Ceci, du fait que la détermination de l'architecture et du type de composants relève plus des activités complexes d'analyse et de synthèse et ne nécessite pas obligatoirement une exploration systématique.

2.3.3. Modèle systémique

Le concept de modélisation systémique a été développé initialement dans des disciplines liées aux sciences de l'homme et de la nature, car ces disciplines gèrent des problèmes de grande complexité, beaucoup plus que les actionneurs électromécaniques actuels. Cela provient du fait, que la nature comporte des systèmes beaucoup plus complexes que les objets conçus par l'homme. Cependant, l'avancement de l'ingénierie conduit à des réalisations suffisamment complexes pour nécessiter une approche systémique. En effet, le véhicule électrique est traité déjà depuis plusieurs années par ce type d'approche [Chapoulie 1999, p.30] [Randi 2003].

Dans l'approche systémique, l'étude d'un système ne comporte pas un fractionnement, une séparation des parties en vue d'une reconstitution ultérieure mais, dès le début de l'étude, l'ensemble entier est pris en considération en tant que dispositif capable de remplir une fonction [Chapoulie 1999, p.24]. De ce point de vue, le véhicule électrique est un système complexe et hétérogène. Cela signifie qu'il est constitué des plusieurs composants de natures différentes qui sont en interaction les uns avec les autres et avec leur environnement. Ainsi, la conception du véhicule électrique nécessite de prendre en compte la totalité des composants et leurs interactions dans une approche de conception simultanée, c'est-à-dire systémique.

Lors de l'étude d'un système, deux aspects prépondérants sont les aspects structuraux et fonctionnels. Le premier est lié à l'organisation des composants du système dans l'espace ; le second au processus,

aux phénomènes dépendant du temps (échanges, transferts) : l'organisation temporelle. La vision systémique consiste donc en une vision multi-composant et multi-physique.

La première difficulté d'un tel modèle systémique est sa complexité, essentiellement due au fait qu'il représente l'ensemble du système. Il est forcément composé de plusieurs modèles, chacun étant le modèle d'un composant. De plus, ce modèle peut être lui-même constitué de plusieurs sous-modèles, chacun modélisant différents phénomènes physiques du composant. Les différents modèles de composants doivent être liés entre eux de sorte que le modèle de conception soit capable de représenter le système global en tenant compte des interactions entre les différents composants. De plus, pour faciliter la démarche de conception, il est essentiel de décrire les composants par des modèles inverses de conception (voir Figure 2.8).

2.3.4. Modèle de granularité variable

Etant donné la structure complexe des chaînes de traction des véhicules électriques, le modèle de conception résultant devient très rapidement opaque et volumineux. En effet, ce modèle rassemble tous les modèles des composants. Il est important alors de définir le niveau de granularité ou de finesse des modèles.

Dans une première approche, la complexité du modèle de conception systémique peut être définie en fonction de deux paramètres⁵⁵ : le nombre de composants en interaction et la granularité des modèles de chaque composant, soit la somme des granularités des composants. La granularité d'un modèle de composant mesure l'aptitude du modèle à représenter le composant dans sa totalité. Par exemple, une représentation mono-disciplinaire par circuit à constante localisé a une faible granularité, tandis qu'un modèle éléments finis couplé magnétique-thermique-mécanique a une grande granularité.

La Figure 2.14 présente la complexité d'un système de 10 composants avec, pour chacun des modèles fins dans le cas de la Figure 2.14.a et des modèles de granularité différente dans le cas de la Figure 2.14.b. L'axe horizontal représente les composants et l'axe vertical le niveau de granularité des modèles. La granularité totale du système est représentée en pourcentage avec la limite maximale de 100%, sachant qu'elle ne sera jamais atteinte du fait qu'il ne sera jamais possible d'avoir un modèle représentant la réalité à 100%. La complexité du modèle systémique est équivalente à la surface couverte.

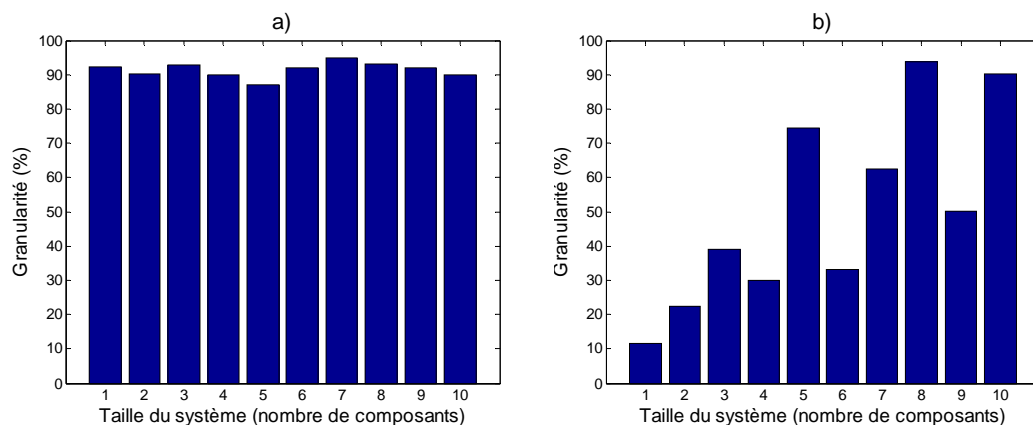


Figure 2.14. Complexité du système

Habituellement, la modélisation d'un composant se fait par une démarche progressive en ajoutant successivement chaque phénomène, ceci dans le but de modéliser le plus précisément possible le composant. Dans le contexte de la Figure 2.14.a cela revient à prendre un composant (donc un déplacement minimum suivant l'axe horizontal) et à faire un modèle complet de celui-ci, c'est-à-dire tenter de le modéliser à 100%, donc de remplir l'axe vertical. Ensuite, il faut reproduire cette

⁵⁵ Il est également possible d'ajouter une considération supplémentaire et de définir la granularité aussi en fonction du nombre des interactions entre les composants.

démarche pour chaque composant pour former le modèle systémique. Cette démarche produit un modèle très complexe et difficile à résoudre dans sa globalité. Il est bien souvent nécessaire de le simplifier à posteriori pour étudier un comportement particulier du système. Appelons cette démarche une *démarche verticale*.

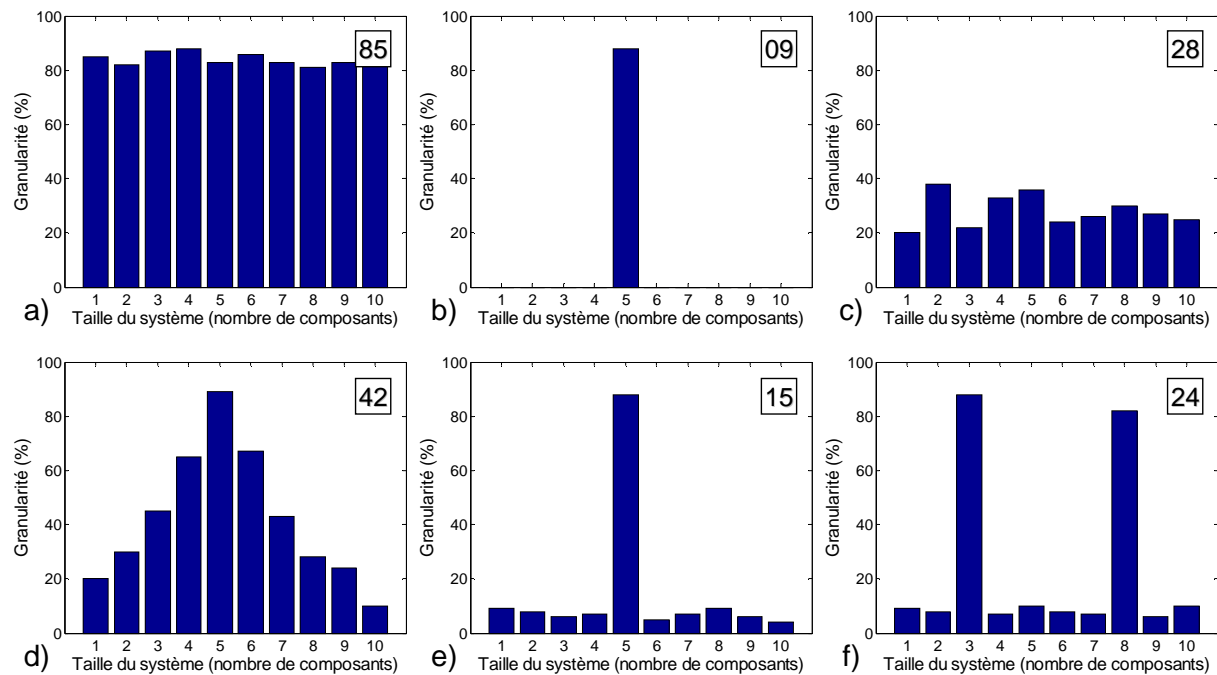


Figure 2.15. Différents niveaux de modélisation formant différents types de modèles système

Une autre démarche s'inspire directement de la définition du modèle systémique. Puisque tous les composants sont inclus dans le modèle systémique, le concepteur peut commencer sa construction avec une vision système. Par rapport au schéma de la Figure 2.14.b, le concepteur commence par remplir l'axe horizontal pour prendre en compte, dès le début, tous les composants. Puis, il améliore la granularité de chaque composant en fonction de ses besoins. Pour cela, le concepteur a besoin d'un outil capable d'estimer les modèles de composant et les phénomènes nécessitant plus de précision, ou une meilleure description. Un tel outil est disponible et correspond à l'analyse de sensibilité réalisée par les plans d'expériences de criblage présentée brièvement dans le paragraphe 2.5 et illustrée dans le paragraphe 4.1. Appelons cette démarche une *démarche horizontale*.

La Figure 2.15 présente quelques types de modèles systèmes envisageables en fonction de la complexité de la modélisation :

- Modèle en O**, « complexe et globale ». C'est le modèle le plus complexe qui tente de modéliser finement chaque composant et chaque phénomène. Il devient très lourd et difficile à construire. Sa complexité est en général grande.
- Modèle en I**, « sans le contexte ». C'est le modèle prenant en compte seulement un composant et ignore tous les autres. Dans ce cas, il cesse d'être systémique et devient le modèle d'un composant.
- Modèle en - (Trait d'union)**, « Modèle simplifié de l'ensemble des sous système ». C'est un modèle systémique.
- Modèle en A**, « Modèle détaillé autour d'un composant ». Un composant est détaillé avec les éléments qui l'entourent. Plus cet élément est éloigné du composant principal plus sa description est succincte. C'est une démarche naturelle par rapport aux compétences d'un concepteur.
- Modèle en T**, « Conception d'un composant avec son contexte ». Ce modèle se concentre sur un composant sans perdre de vue le système global. Ainsi, les autres composants sont

représentés par des modèles simplifiés qui prennent en compte les tendances globales des composants. Ce modèle systémique sera utilisé dans le chapitre 5. Sa complexité augmente par rapport au modèle en « **I** » par la prise en compte du système. Il est bien adapté à l'ingénierie simultanée, chaque « génie » (électrique, mécanique, thermique, etc.) utilisant un modèle systémique en « **T** » pour développer les composants ou les aspects de composant qui en relève.

- f) **Modèle en π** , « Interaction entre deux composants avec le système ». C'est le modèle en « **T** » avec un second composant plus détaillé due à des interactions fortes.

2.3.5. Structure du modèle de conception systémique

Afin de rationaliser la détermination de la structure du modèle de conception, celui-ci est pensé à partir des résultats attendus, c'est à dire ses sorties (la configuration optimale de la chaîne de traction). Cette approche est naturelle puisque c'est l'objectif du modèle qui définit sa structure et non pas ses données.

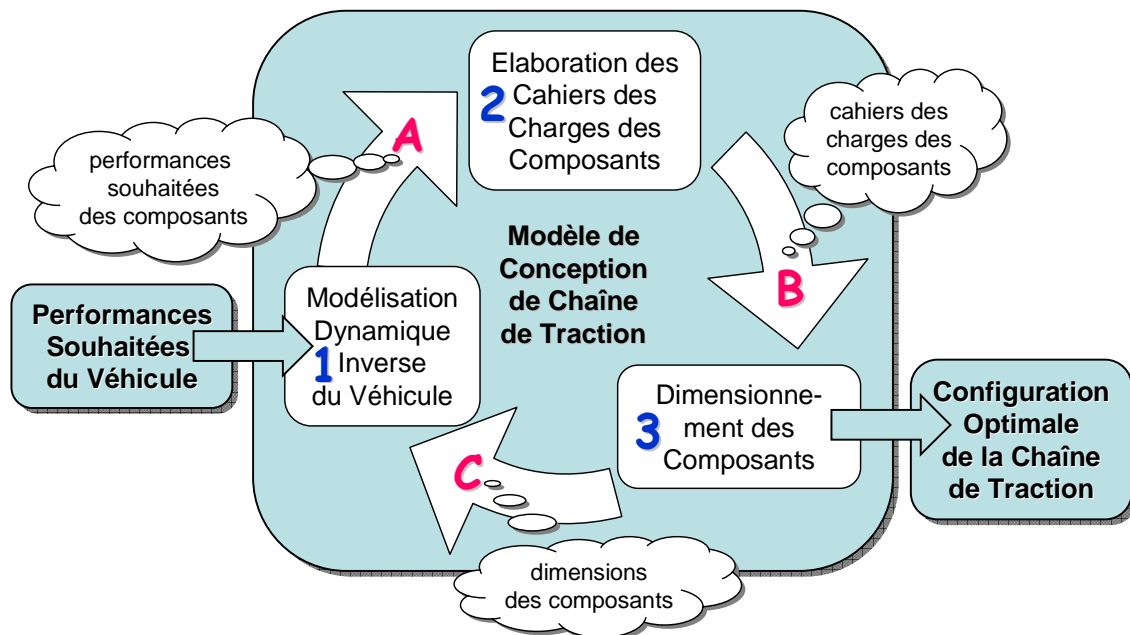


Figure 2.16. L'orientation et la structure du modèle de conception des chaînes de traction

Ainsi, comme il a été rappelé précédemment et présenté sur la Figure 2.8 et la Figure 2.16, le modèle de conception doit définir les composants de la chaîne de traction, soit la configuration optimale de la chaîne de traction. Pour cela les composants et leurs caractéristiques doivent être intégrés dans le modèle de conception avec une approche de dimensionnement. Cela sous entend qu'une partie du modèle de conception à en charge le dimensionnement des composants (processus 3, dans la Figure 2.16 et la Figure 2.17), et par conséquent chaque composant possède un modèle de dimensionnement. Mais, étant donné que le processus de dimensionnement est toujours élaboré à partir d'un cahier des charges ou mission, il semble naturel d'avoir un autre processus (processus 2) dans le modèle de conception chargée de l'élaboration des cahiers des charges des composants. Ainsi, chaque composant a un modèle « cahier des charges ». De même, pour définir le cahier des charges, le modèle de conception doit disposer d'informations sur les performances dynamiques attendues pour chaque composant. Ces informations proviennent d'une part des performances globales imposées au véhicule et d'autre part de toutes les interactions entre les composants. Ainsi, un troisième processus du modèle de conception (processus 1) consiste en un modèle dynamique inverse du véhicule qui englobe le modèle dynamique de chaque composant. Mais, pour déterminer le comportement dynamique du système entier, le modèle dynamique inverse du véhicule exige des informations sur les composants, informations qui ne sont disponibles qu'à la fin du dimensionnement. Par conséquent, une connexion

forte existe également entre le modèle dynamique du véhicule et les modèles de dimensionnement sous forme d'un bouclage au sein du modèle de conception.

La Figure 2.16 présente ce modèle de conception partant des performances globales souhaitées du véhicule et allant vers la configuration optimale de la chaîne de traction. Le modèle de conception est donc décomposé en trois grands processus successifs : la modélisation dynamique inverse du système (processus 1), l'élaboration des cahiers des charges des composants (processus 2) et le dimensionnement des composants (processus 3). Ces processus sont chaînés par trois liens : A, B et C transitant respectivement : les performances dynamique souhaitées des composants, les cahiers des charges des composants et les dimensions des composants. Si le modèle de conception était idéal, le lien C n'existerait pas !

Cette décomposition du modèle de conception implique que chaque composant de la chaîne de traction est représenté dans les trois processus du modèle et donc bénéficie d'un modèle dynamique, d'un modèle de cahier des charges et d'un modèle de dimensionnement. Ainsi, le modèle complet d'un composant est défini par la réunion des trois modèles afin de représenter le composant du système dans les trois processus du modèle de conception, comme il est présenté sur la Figure 2.17. Cette figure reprend la structure du modèle de conception afin de mettre en évidence les modèles des composants. Ainsi, elle présente les trois processus du modèle de conception (1, 2 et 3) liées par les trois liens (A, B et C) et situe les modèles des composants.

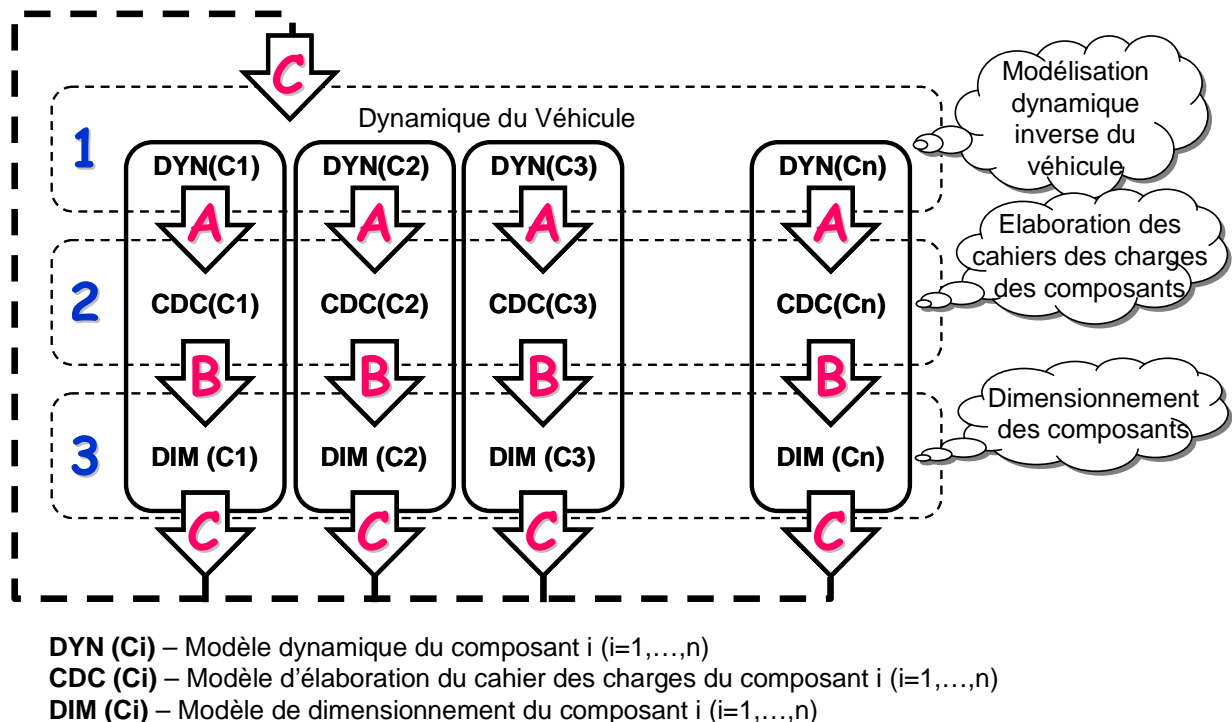


Figure 2.17. Les modèles des composants dans le modèle de conception des chaînes de traction

Etant donné que le modèle de conception n'est pas totalement réversible (il n'est pas idéal), les trois processus sont liées et gérées par un critère de convergence. Ainsi, une itération du processus de conception consiste en trois étapes successives. Tout d'abord, la modélisation dynamique inverse du véhicule est effectuée dans le processus 1 de façon à obtenir les performances dynamiques exigées de chaque composant de la chaîne de traction. Deuxièmement, ces performances sont analysées selon différents principes définis par le concepteur dans le processus 2 de façon à élaborer les cahiers des charges des composants. Troisièmement, les composants sont dimensionnés dans le processus 3 par rapport à ces cahiers des charges en utilisant des modèles de dimensionnement de granularité choisie. Ensuite, les caractéristiques des composants sont utilisées comme entrées pour la modélisation dynamique inverse à travers le lien C (entre le processus 3 et le processus 1). Ce lien est essentiel puisque les composants modélisés dans le processus 1 sont les composants dimensionnés dans le processus 3. Ceci représente une non-linéarité intrinsèque au modèle de conception.

Dans ce modèle de conception il y a d'un part une approche réductionniste qui va des dimensions des composants au système (de 3 à 1) et une approche holistique qui va du système à la définition des composants (de 1 à 3). Le tout définit les parties et inversement les parties définissent le tout.

2.3.5.1. La non-linéarité du modèle de conception

La forte connexion entre le processus 3 et le processus 1 du modèle de conception représente une non-linéarité typique, la valeur d'une entrée du modèle n'est accessible qu'à la fin du calcul. Cette boucle algébrique est indispensable pour le fonctionnement du modèle de conception. Lorsque cette boucle a convergé, les composants pris en compte dans le modèle dynamique du véhicule sont exactement les mêmes que ceux calculés par le dimensionnement. Le modèle de conception atteint alors son état stable.

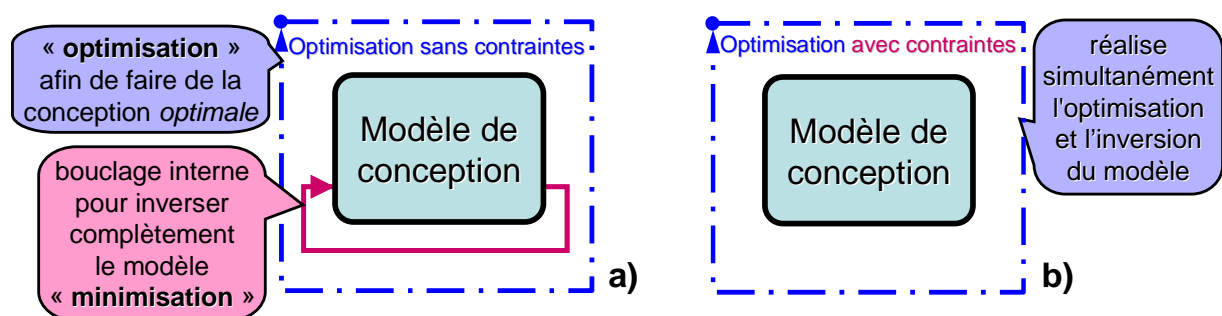
Cette non-linéarité est intrinsèque à la conception et résulte directement du principe de causalité (voir § 2.2.1 et § 2.2.2). En effet, comme présenté dans le § 2.2.2, dans le cas du problème inverse une certaine connaissance de la cause à déterminer est indispensable, car l'effet ne « contient » pas la cause et donc ne peut pas la déterminer complètement. Le schéma de causalité linéaire n'est pas opérant ! Cela se traduit par la nécessité d'une connaissance initiale des caractéristiques de la chaîne de traction. En effet, le processus 1 du modèle de conception contient déjà un modèle initial de la chaîne de traction qui sera mis à jour constamment jusqu'à convergence.

La conception est un acte de création qui ne peut être totalement automatisé⁵⁶! Cette démarche exige toujours une intelligence, les performances seules (l'effet souhaité) ne peuvent générer automatiquement l'objet (la cause). Il faut une intelligence (ou un système formel fini programmé au préalable par une intelligence) pour évaluer le besoin, imaginer une source de satisfaction et ensuite réaliser l'objet qui satisfait le besoin.

2.3.5.2. L'optimisation avec contraintes au cœur du modèle de conception

Comme déjà expliqué, la conception *optimale* exige que le modèle de conception soit géré par un algorithme d'optimisation. En même temps, l'existence d'un bouclage interne au sein du modèle fait que le modèle de conception est soumis à deux optimisations différentes augmentant fortement le temps de calcul total. En effet, le bouclage interne peut être vu comme une minimisation de l'erreur entre les entrées et les sorties. De plus, cette minimisation est accomplie à chaque itération du processus principal d'optimisation. Cette situation est présentée sur la Figure 2.18.a où le modèle de conception est géré par un algorithme d'optimisation sans contraintes.

Cet inconvénient peut être éliminé en utilisant une méthode d'optimisation capable de gérer les contraintes, comme présenté sur la Figure 2.18.b. Cela implique que les non-linéarités sont simplement formulées par des contraintes d'égalité entre les entrées et les sorties du modèle. Cette approche est plus directe et représente une bonne solution car le processus d'optimisation et l'ajustement du modèle se font simultanément [Mester 2005].



⁵⁶ Voir également le § 2.3.1.

Cette méthode de résolution simultanée est beaucoup plus puissante que la résolution successive de chaque sous-problème. L'outil d'optimisation transforme le problème en un véritable modèle inverse de conception optimale. Dans ce cas, le problème de conception optimale systémique est formulé comme un problème d'optimisation avec contraintes.

En conséquence, comme présenté sur la Figure 2.19, la conception optimale systémique d'une chaîne de traction est constituée de trois processus : la modélisation dynamique inverse du véhicule, l'élaboration des cahiers des charges des composants et le dimensionnement des composants. Le modèle ainsi constitué est géré par un algorithme d'optimisation avec contraintes formant le « moteur » de la démarche de conception.

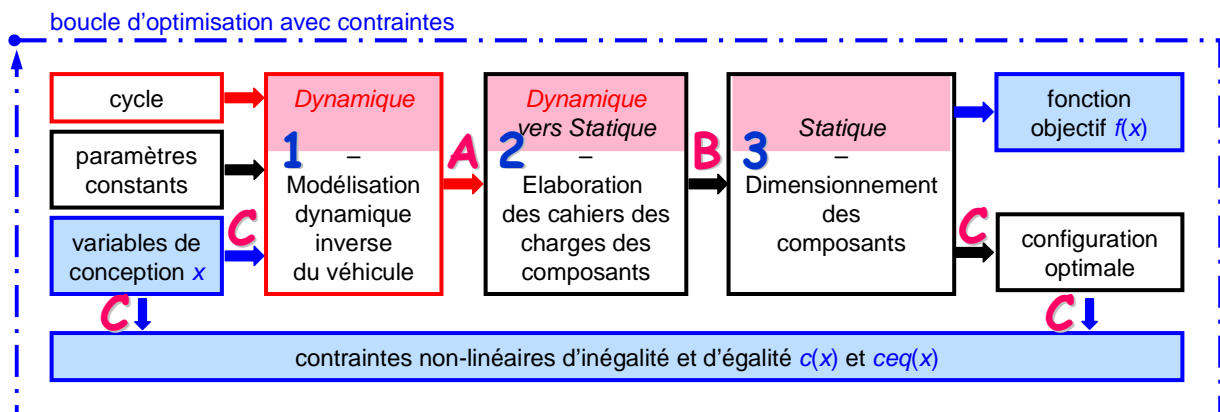


Figure 2.19. Schéma du processus de conception optimale systémique décrit sous la forme d'un problème d'optimisation avec contraintes

Vu la décomposition du modèle de conception, il faut remarquer que les modèles des composants de la chaîne de traction auront trois parties, afin de représenter le composant dans chacun des trois processus du modèle de conception. Ainsi, chaque composant a une partie dynamique, une partie statique et une partie intermédiaire faisant la liaison entre les deux premières. Ces parties peuvent être considérées comme trois modèles ou sous-modèles qui seront couplés à travers la structure du modèle de conception et l'algorithme d'optimisation, constituant ainsi le modèle complet du composant intégré dans le modèle de conception (Figure 2.17).

Les fonctions et les principes de chaque processus du modèle de conception sont expliqués dans les paragraphes ci-dessous. Toutefois leur structure détaillée, appliquée au véhicule électrique, est présentée dans le chapitre 3.

2.3.5.3. Processus 1 – Modélisation dynamique inverse du véhicule

Etant donné que le problème principal du véhicule électrique est un problème énergétique, le concepteur favorise la construction du modèle de la chaîne de traction d'un point de vue énergétique. Ainsi, le modèle dynamique retenu du véhicule électrique est un modèle énergétique global.

De plus, pour respecter l'orientation choisie dans le paragraphe 2.2.7, le modèle dynamique est orienté dans le sens de la *conception*. Afin de éviter la confusion entre celui-ci et le *modèle dynamique pour la simulation* nous avons choisi de l'appeler *modèle dynamique inverse*. Ainsi, la chaîne de traction n'est pas pensée à partir de la source d'énergie vers la roue, comme dans la démarche directe de simulation, mais à partir de la roue vers la source d'énergie (démarche inverse de conception). Le principe de ce modèle dynamique n'est pas d'actionner un composant (M) afin qu'à son tour il entraîne le composant suivant (S) mais l'inverse, le composant (M) reçoit une demande de performance et pour y répondre il doit être actionné par le composant précédent (P). Cette orientation est illustrée sur la Figure 2.20.

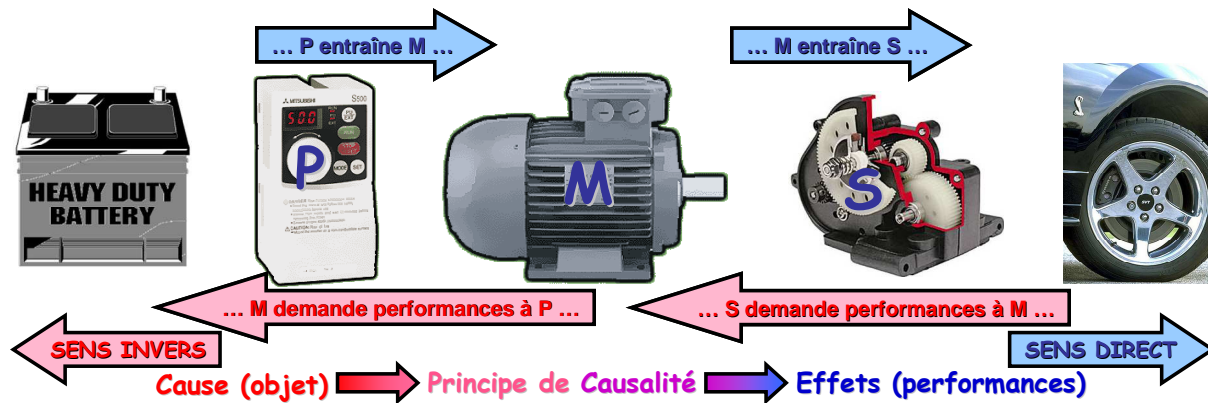


Figure 2.20. Orientation du modèle dynamique vers la conception (modèle dynamique inverse)

Ainsi, le modèle de la dynamique du véhicule (voir § 3.1) utilise les performances globales demandées (au véhicule) pour déterminer les performances que la chaîne de traction doit délivrer aux roues afin d'imposer au véhicule l'effort nécessaire. Le modèle la chaîne de traction suit le même principe : les performances demandées à la chaîne de traction sont ensuite imposées à l'ensemble des composants. Par exemple, le moteur de traction électrique ne sera pas alimenté afin de produire un couple et une vitesse qui entraîne la transmission, ce qui reviendrait à écrire un modèle direct, mais c'est la transmission qui lui impose les performances ; pour cela le moteur sollicite à son tour le convertisseur. Dans ce sens, le modèle dynamique considéré a pour principale fonction la répartition des *performances globales* demandées au véhicule et par conséquent la définition des *performances individuelles* demandées à chaque composant de la chaîne de traction.

Ainsi, ce premier processus du modèle de conception permet d'intégrer le comportement dynamique du système en tenant compte des interactions entre les composants grâce à l'approche énergétique globale. Ce modèle énergétique distribue les performances dynamiques globales en performances dynamiques individuelles pour chaque composant (voir la Figure 3.1). Après cette étape, le modèle de conception traite chaque composant indépendamment pour établir son cahier des charges et réaliser son dimensionnement. Puis, il utilise les valeurs de dimensionnement obtenues pour revenir à des informations plus globales, comme par exemple, la masse ou le coût total du véhicule.

Cette méthodologie permet de déterminer les performances dynamiques que chaque composant doit fournir pour que le système entier arrive à remplir son cahier des charges.

2.3.5.4. Processus 2 – Elaboration du cahier des charges des composants

Les performances dynamiques souhaitées, trouvées pour chaque composant par le modèle dynamique du véhicule, sont évaluées afin d'élaborer les cahiers des charges de chaque composant, indispensables au processus de dimensionnement. Ainsi, le principe de ce deuxième processus du modèle de conception est de réaliser la transition entre les données dynamiques et le processus statique de dimensionnement.

Cette conversion permet de définir les critères nécessaires à la phase de dimensionnement. Ainsi, ce processus est essentiel et certainement aussi critique que la qualité du modèle de dimensionnement. Sans de bons critères il n'y a pas de bons produits. Ces critères sont définis pour chaque composant à travers les modèles d'élaboration des cahiers des charges.

2.3.5.5. Processus 3 – Dimensionnement des composants

Une fois les cahiers des charges déterminés, les composants de la chaîne de traction sont dimensionnés grâce au troisième processus du modèle de conception (Figure 2.19). Ce processus du modèle de conception doit accomplir deux tâches distinctes. La première est de fournir l'information suffisante pour réaliser le bouclage du modèle de conception (voir 2.3.2.1.) C'est seulement avec cette non-linéarité résolue que le modèle peut être considéré valide. La deuxième tâche est de réaliser le dimensionnement physique détaillé des composants de la chaîne de traction. Ce raisonnement conduit

à distinguer deux types de modèles de dimensionnement, le *modèle simplifié* et le *modèle détaillé*.

2.3.5.5.1. Modèles simplifiés

Le modèle simplifié est un modèle simple qui fournit l'information minimale nécessaire au bouclage du modèle de conception. La forte interaction existante entre les entrées et les sorties du modèle de conception (voir Figure 2.21) réclame le calcul d'un minimum d'informations nécessaires à l'entrée du modèle dynamique du véhicule.

Citons à titre d'exemple la masse et les pertes des composants. Pour bien évaluer la masse totale du véhicule dans le modèle dynamique, il est impératif de bien connaître la masse de chaque composant obtenue dans la phase de dimensionnement. Les informations sur les pertes des composants sont également importantes pour bien représenter l'échange énergétique entre les composants en dynamique. Le composant est dimensionné lors du troisième processus du modèle de conception qui transmet les informations de masse et de pertes au modèle dynamique (processus 1). Ainsi, le modèle dynamique des composants sera continuellement mis à jour. La Figure 2.21 montre la liaison essentielle entre ces deux processus du modèle de conception. L'information nécessaire au bouclage représente le minimum d'informations que le modèle simplifié doit fournir.

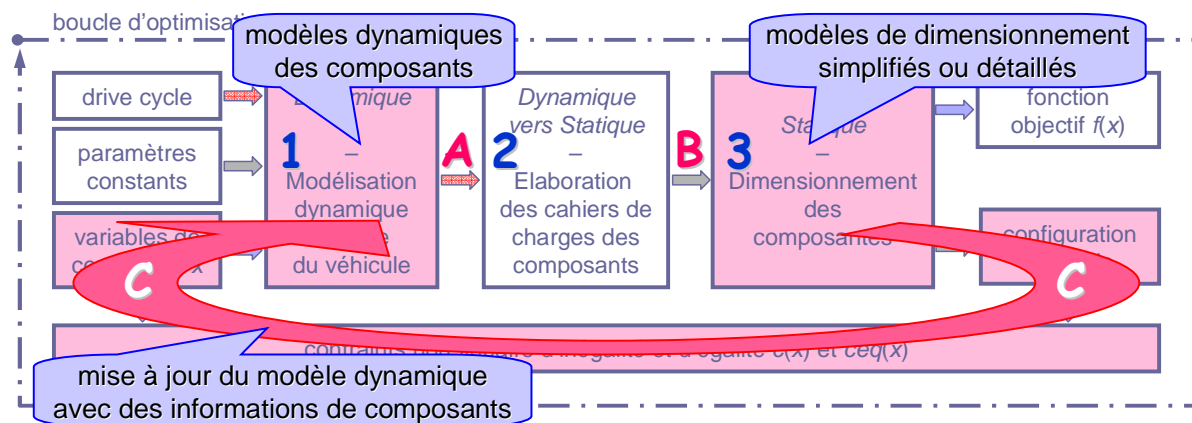


Figure 2.21. Processus de mis à jour à travers le bouclage du modèle de conception

A cette information minimale s'ajoute toute l'information nécessaire pour représenter en dynamique les autres caractéristiques des composants. Ainsi, si le concepteur souhaite avoir l'évolution de la température, du bruit, etc. d'un composant, il doit avoir un modèle dynamique le calculant en fonction des caractéristiques du composant déterminées lors du dimensionnement.

Il est important de souligner que toute représentation dynamique du fonctionnement d'un composant est conditionnée à l'information que produisent les modèles simplifiés ou détaillés. Cela vient du fait que le processus dynamique contient le fonctionnement dynamique du composant dimensionné.

Ainsi, même si le modèle simplifié ne réalise pas le dimensionnement physique des composants, il permet :

- le bon fonctionnement du modèle dynamique en permettant de réaliser le bouclage ;
- la détermination correcte des cahiers des charges des composants dans une approche systémique ;
- de donner une image d'ensemble des composants (volume, masse, coût, etc.).

Une méthode simple pour construire les modèles simplifiés, est de partir de catalogues de produits existants (voir paragraphe 3.3.1). Cela produit un modèle simple, accessible et en même temps réaliste.

2.3.5.5.2. Modèles détaillés

Le modèle détaillé correspond au modèle de dimensionnement proprement dit, permettant de trouver la taille et la géométrie des composants. Si le modèle simplifié donne une image globale du composant sans détailler sa structure, le modèle détaillé fournit d'abord des informations concernant la taille des éléments et leur structure. A partir des dimensions, il sera alors simple d'aboutir à des informations plus globales concernant les composants. Ces informations pourront être intégrées au processus itératif de conception. Ainsi, le modèle détaillé réalise toutes les tâches du modèle simplifié et en plus opère le dimensionnement des composants.

Le modèle détaillé peut être décrit à partir d'un modèle analytique ou numérique. Ces différentes approches seront présentées dans le chapitre 5.

2.3.5.6. Considération Pratique

Comme présenté sur la Figure 2.16 et Figure 2.22, la structure du processus de conception est constituée de 3 processus couplés par trois liens : A, B et C. Nous avons choisi de gérer le lien C, (lien entre les processus de dimensionnement et dynamique), par contraintes d'égalité (voir § 2.3.5.2) afin d'avoir le système entier géré par une seule optimisation avec contraintes. Ainsi, les liens A et B sont directs et le lien C indirect. Cela suppose que chaque variable passant par le lien C ajoute au problème une contrainte d'égalité et une variable de conception. La taille du problème d'optimisation augmentera significativement en fonction du nombre d'informations passées par le lien C.

En tenant compte de la nature « circulaire » du modèle de conception et du fait que les trois liens A, B et C ne sont pas identiques dans la quantité d'informations transmises, une simple rotation peut être réalisée afin de réduire la taille du problème. En effet, il est important de s'assurer que le lien passé par contraintes soit le lien ayant la plus petite quantité d'information.

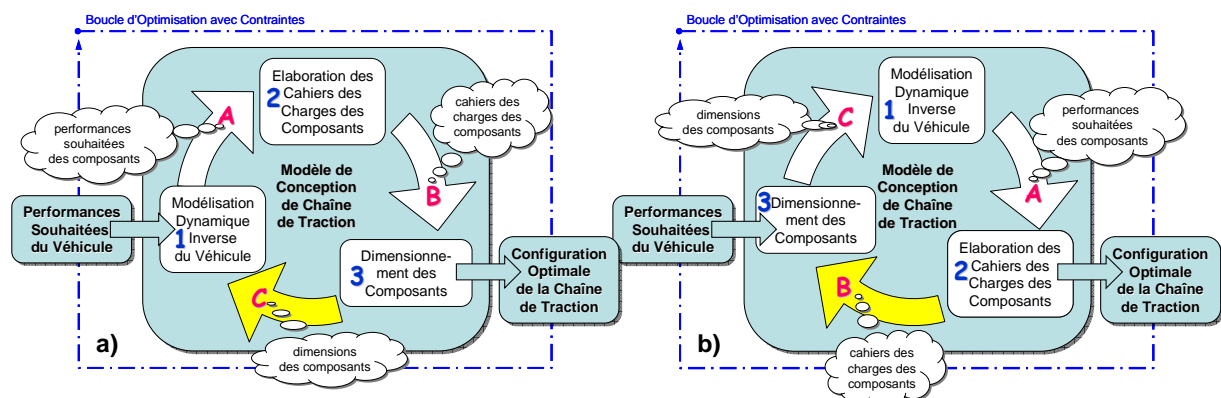


Figure 2.22. La position des processus du modèle : a) Position initiale plus intuitive (1, 2, 3 ; A, B, C) avec le lien C passé par contraintes d'égalité ; b) Position finale plus avantageuse en terme du calcul (3, 1, 2 ; C, A, B) avec le lien B passé par contraintes d'égalité.

Le lien A (dynamique vers cahiers des charges) transmet l'information dynamique, ces informations nombreuses ne peuvent pas être passées en contraintes. Par contre, le lien B (cahiers des charges vers dimensionnement) transmet les cahiers des charges des composants. Il a généralement une quantité réduite d'informations comparée au lien A, ou même au lien C. Par conséquent, il est plus intéressant de passer le lien B par contraintes et de changer la position des processus du modèle de conception. La Figure 2.22.a présente le modèle de conception avec le lien C passé en contraintes tandis que la Figure 2.22.b présente le même modèle de conception avec le lien B passé en contraintes. Cette modification ne change pas les modèles, mais seulement leur position (le processus 3 est lancée le premier, suivi par le processus 1 et le processus 2) et diminue le nombre de contraintes d'égalité et de variables de conception. Ainsi, pour une itération, le processus de conception dimensionne d'abord les composants en utilisant des cahiers des charges initiaux (définis comme variables de conception), puis utilise les résultats dans la simulation dynamique et finalement élabore les cahiers des charges pour chaque composant. Ensuite, ses cahiers des charges déterminées sont imposés par contraintes à être identiques

aux cahiers des charges d'entrée.

Cet artifice garantit que le lien passé par contraintes a toujours la plus petite quantité d'informations réduisant considérablement la taille du problème⁵⁷. Cette approche est indispensable pour les problèmes complexes.

2.3.6. Réalisations du modèle de conception du véhicule électrique

L'existence de deux types de modèle de dimensionnement induit deux niveaux d'utilisation du modèle de conception. Ainsi, le modèle peut être utilisé pour élaborer le cahier des charges de chaque composant dans une approche systémique ou, pour aller plus loin, faire de la conception simultanée d'un ou de plusieurs composants en tenant compte de la globalité du système et de ses phénomènes.

2.3.6.1. Elaboration des cahiers des charges dans une approche systémique

Comme il a déjà été souligné dans le paragraphe 2.3.5.5.1, l'utilisation des modèles simplifiés donne la possibilité de déterminer correctement les cahiers des charges de tous les composants de la chaîne de traction dans une approche systémique. Cela élimine la nécessité d'avoir un modèle de dimensionnement complexe quand le but du concepteur est d'avoir seulement une image d'ensemble des composants et du système, afin par exemple, de faire un choix entre différentes structures, technologies, fonctionnements ou d'utilisations du système. Ce niveau d'utilisation du modèle de conception sera détaillé dans le chapitre 4 par un exemple d'élaboration des cahiers des charges des composants pour une chaîne de traction d'un kart électrique. Différentes configurations seront considérées et analysées.

2.3.6.2. Conception des composants dans une approche systémique

Si le concepteur souhaite avoir un dimensionnement fin d'un ou de plusieurs composants, le simple remplacement du modèle simplifié par un modèle de dimensionnement détaillé suffit. Dans ce cas, il est nécessaire d'avoir un modèle de dimensionnement détaillé pour chaque composant devant être dimensionné.

Si le concepteur a pour objectif de concevoir l'ensemble de la chaîne de traction, il est obligé de fournir un modèle détaillé pour chaque composant de cette chaîne de traction. Par contre, s'il souhaite concevoir un seul composant, il fournit un modèle détaillé pour celui-ci, et des modèles simplifiés pour tous les autres.

Le modèle de conception sera appliqué dans le chapitre 5 pour concevoir un moteur électrique de traction dans une approche systémique. Ce processus sera basé sur des modèles de dimensionnement du moteur de granularité différente. Dans le premier cas, un modèle de dimensionnement analytique sera considéré. Puis, dans un deuxième cas, le modèle analytique sera à remplacer par un multi-modèle multi-physique, où les phénomènes magnétiques seront pris en compte par un modèle numérique construit par éléments finis, les phénomènes thermiques par un modèle analytique et les phénomènes vibro-acoustiques par un modèle « surrogat ».

2.3.7. Application de la méthodologie au modèle systémique multi-niveau

Le problème de conception présenté jusqu'ici a été simplifié au maximum du fait de :

- considérer la meilleure orientation du modèle pour la conception (voir le § 2.2.7), ce qui garantit une utilisation minimale de l'optimisation. En effet, l'optimisation est utilisée seulement pour les parties du modèle qui ne peuvent être écrites dans le sens de la conception.
- avoir une granularité variable en fonction de l'objectif du concepteur (voir le § 2.3.4 et le § 2.3.6). Ainsi, le processus de conception n'est pas alourdi par des éléments sans

⁵⁷ Voir le § 5.1.1 pour avoir un exemple.

signification par rapport à l'objectif.

- passer le lien B par contraintes (voir le § 2.3.5.6). Cela garantit que le lien passé par contraintes est toujours le lien avec le moins d'information afin de ne pas augmenter la taille du problème inutilement !

Cependant, des objections peuvent encore apparaître par rapport à la méthodologie surtout lors de son application aux problèmes très complexes notamment de type système multi-niveau. Il faut préciser, que ces objections ne s'adressent pas à la méthodologie en elle-même, en termes d'orientation et de structure, mais plutôt à l'approche systémique qu'elle intègre.

Le système multi-niveau peut être défini comme étant le véhicule entier avec ses différents sous-systèmes. Ainsi, le véhicule lui-même représente le système, la chaîne de traction n'étant qu'un sous-système. Si le but est de concevoir le véhicule entier et donc d'avoir des modèles détaillés pour tous les sous-systèmes, respectif pour tous les composants, le modèle de conception systémique devient vite trop complexe. Dans ce cas, le concepteur a le réflexe de séparer les sous-systèmes et de les concevoir individuellement. Ainsi, il remplace un problème très complexe par plusieurs problèmes de plus faible complexité. Ainsi, la difficulté de résolution des problèmes est diminuée, mais les interactions entre les différents sous-systèmes doivent être gérées par le concepteur, ce qui alourdi la tâche d'analyse du problème global et rend difficile, voir impossible, la recherche d'une solution optimale globale.

Par contre, un problème multi-niveau est parfaitement compatible avec la méthodologie proposée. En effet, du point de vue théorique cette méthodologie est certainement la meilleure, surtout dans le cas des systèmes complexes⁵⁸. Mais, en pratique le modèle de conception est lourd est difficilement gérable par un seul algorithme d'optimisation. La solution serait sûrement d'intégrer d'autres algorithmes d'optimisation dans les parties du modèle de conception qui le réclame⁵⁹ afin d'alléger la charge de l'algorithme principale. Ainsi, l'optimisation principale a en charge la gestion du modèle de conception systémique, tandis que les optimisations additionnelles font partie du modèle de conception est agissent ponctuellement sur les parties les plus lourdes. Ainsi, la meilleure solution pour la conception des systèmes multi-niveau n'est pas de séparer les sous-systèmes pour un traitement individuel, mais plutôt d'ajouter des algorithmes d'optimisation afin de garder l'approche systémique. Toutefois, il reste à imaginer la méthode de communication entre chaque sous-problème afin que l'optimisation de l'ensemble reste réaliste en temps de calcul.

2.3.8. Logiciel monVEOptim

Le processus de conception optimale résumé sur la Figure 2.19 est implémenté sous MATLAB® afin de tester et démontrer sa faisabilité et son intérêt pour le développement de chaînes de traction électrique. Comme son but est de concevoir de manière optimale des chaînes de traction électrique, le logiciel est appelé « *Modèle de cONception des Véhicules Electriques OPTIMaux* » c'est-à-dire « *monVEOptim* ». La fenêtre principale de son interface graphique est présentée sur la Figure 2.23.

Le logiciel permet d'éditer les entrées du modèle de conception, d'assembler le modèle en ajoutant de manière graphique les différentes parties, de définir le problème d'optimisation et enfin d'éditer les résultats.

⁵⁸ Du fait qu'elle prend en compte les interactions qui augmentent en nombre pour un problème complexe.

⁵⁹ Une telle partie peut être constituée d'un modèle multi-physique de dimensionnement d'un composant incluant un modèle élément finis (MEF) (voir § 5.2). Le MEF est par sa nature un modèle écrit dans le sens direct (voir § 3.3.2.2). De ce fait, c'est un modèle lourd lorsqu'il est utilisé en conception car il doit être entièrement inversé par optimisation. Il est par exemple possible de lui attacher un algorithme d'optimisation additionnel. Par conséquent, le MEF couplé à un algorithme d'optimisation sera vue par le processus de conception optimale systémique comme étant un modèle de dimensionnement totalement inversé (voir § 2.2.5).

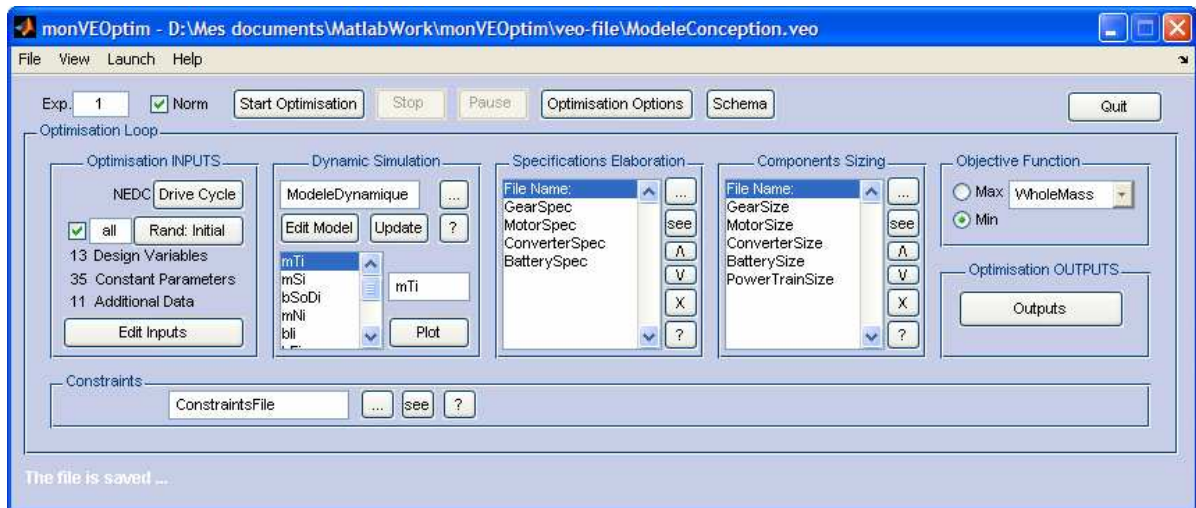


Figure 2.23. Fenêtre principale du logiciel monVEOptim

Les entrées sont éditées dans la fenêtre présentée sur la Figure 2.24 et sont constituées des variables de conception, des paramètres constants ou des données additionnelles représentant des entrées booléennes, des entrées de type caractère, etc. Ce classement a été réalisé afin de permettre la transformation d'une variable de conception en paramètre ou inversement.

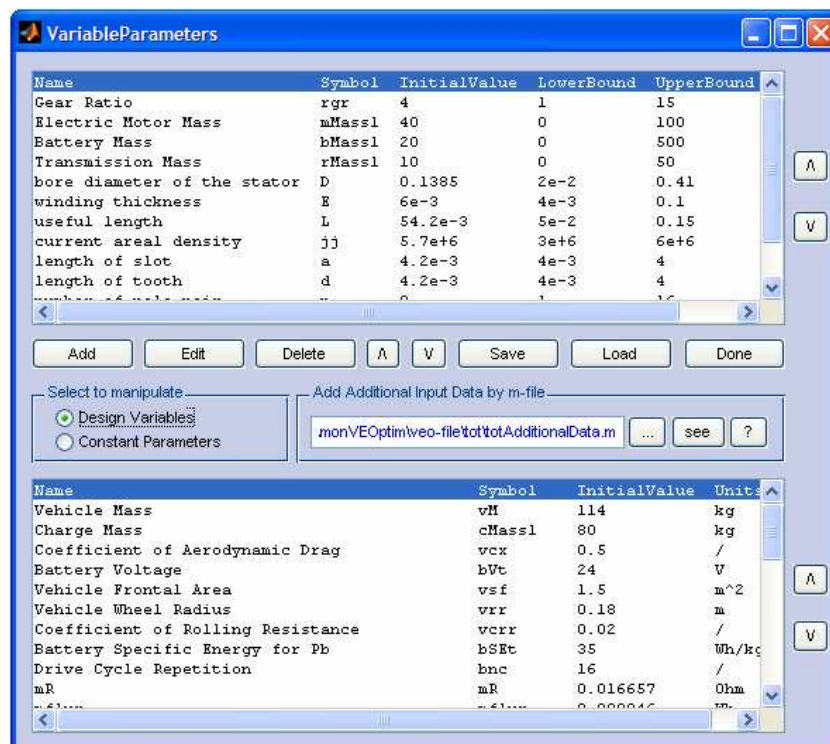


Figure 2.24. Fenêtre pour éditer les entrées

De plus, l'optimisation peut être lancée à partir de valeurs aléatoires, autres que les valeurs initiales définies pour chaque facteur au moment de leur création. La fenêtre permettant la génération automatique des valeurs aléatoires (entre les bornes des variables) est présentée sur la Figure 2.25. Afin de pouvoir récupérer les données aléatoires pour une éventuelle optimisation ultérieure, les données sont générées dans des paquets d'expériences. Une expérience représente les données pour une optimisation et un paquet contient un certain nombre d'expériences. La Figure 2.25 montre un paquet d'expériences appelé « Initial » contenant 5 expériences. Ensuite, il est possible de lancer plusieurs optimisations pour chaque expérience d'un paquet ou une seule optimisation pour une expérience choisie. Si l'utilisateur choisit d'optimiser à partir des valeurs aléatoires, mais qu'aucun

paquet n'est sélectionné, le programme génère automatiquement des valeurs à partir d'un fichier source (défini en préalable par l'utilisateur) ou il génère simplement des valeurs aléatoires choisies entre les bornes des variables.

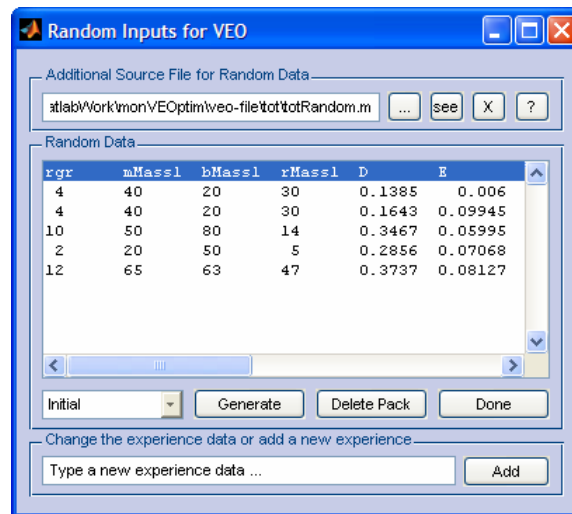


Figure 2.25. Fenêtre pour manipuler des valeurs initiales aléatoires

Le modèle global est construit en chargeant successivement le modèle dynamique réalisé en Simulink® et les modèles de composants sous la forme d'une fonction créée à partir de fichiers « *M-file* » de MATLAB®.

Lors du chargement du modèle dynamique, ce modèle est automatiquement lancé avec les données déjà éditées dans la session. Les résultats sont chargés et s'ajoutent à la structure de données de la session. Lors du chargement, les sorties reçoivent automatiquement un nom correspondant à l'ordre établi par l'utilisateur dans le fichier dynamique et sont affichées dans la fenêtre principale (Figure 2.23) pour visualisation ou vérification. Ensuite, elles peuvent être éditées en leur attribuant un nom plus explicite. L'ensemble de ces données est ensuite disponible automatiquement dans tout le programme. C'est-à-dire que toutes les fonctions chargées par la suite reconnaîtront automatiquement toutes ces données. Pour cela les fonctions doivent être éditées à partir de modèles types disponibles dans le logiciel.

Le modèle de conception est ensuite complété par le chargement des fonctions représentant les modèles des composants. Lors du chargement, chaque fonction est exécutée avec les données déjà éditées et les sorties sont affichées pour validation. Chaque fonction chargée hérite de toutes les valeurs calculées par les fonctions précédentes.

Dés que le modèle de conception est construit, il est possible de choisir un critère d'optimisation parmi toutes les réponses du modèle. Ensuite, il reste à ajouter les différentes contraintes du problème.

Finalement, l'interface permet de lancer plusieurs optimisations, de suivre le processus, de collecter, de comparer puis d'afficher les résultats obtenus, dans le but de faciliter le travail de l'utilisateur et la compréhension du problème traité.

Bien que développée pour la conception optimale de chaîne de traction électrique, l'interface peut être utilisée pour l'optimisation d'autres systèmes dynamiques ou simplement statiques, ou encore pour un simple dimensionnement d'un composant. Il suffit de charger les fonctions qui le définissent pour former le modèle qui sera soumis à l'optimisation.

2.4. Algorithme d'optimisation avec contraintes

L'algorithme d'optimisation est un élément clef de l'approche proposée. L'optimisation sous contraintes est chargée de diriger le processus de conception et permet de coupler les différents (sous-)modèles pour former le modèle de conception. Il est indispensable qu'il gère efficacement les contraintes car un processus de conception est par nature contraint. Ce point étant essentiel, il nous conduit à choisir l'algorithme : « Sequential Quadratic Programming » (SQP) disponible dans la boîte à outils d'optimisation de MATLAB® [Matlab7], [MatTool], [Venka 2002]. Cet algorithme traite des problèmes d'optimisation non linéaires et permet de prendre en compte les butées sur les variables d'entrées, et surtout d'intégrer les contraintes d'égalités et d'inégalités non linéaires ou linéaires.

L'inconvénient majeur de la méthode SQP est qu'elle ne permet pas de trouver intrinsèquement l'optimum global d'un problème d'optimisation. Les algorithmes se basant sur le gradient pour se diriger peuvent être attirés par des optimums locaux. Si le problème est multimodal, l'algorithme SQP ne garantit pas l'optimum global. Pour remédier à cet inconvénient, il est toujours possible de lancer l'algorithme à plusieurs reprises à partir de points initiaux différents et de s'assurer que l'optimum trouvé représente toujours la meilleure solution.

Pour s'affranchir de cet inconvénient, des algorithmes ont été conçus pour tenter de garantir l'optimum global [Venka 2002, p.350]. La méthode la plus répandue est la méthode des algorithmes génétiques (AG) [Randi 2003] [Randi 2001] [Sareni 2000] [Rahmat 1999]. On peut également citer la méthode « Branch and Bound » [Clausen 1999], [Fitani 2004], [Venka 2002, p.329], [Messine 1997], [Somol 2004] proposé par A. H. Land et A. G. Doig en 1960 [Land 1960]. Ces méthodes garantissent l'optimum global mais sont beaucoup plus exigeantes en nombre de sollicitations du modèle. Comme l'objectif est de solliciter des modèles de natures différentes (équation analytique et modèle éléments finis (MEF)), la méthode SQP retenue est certes moins exhaustive mais permet de minimiser le nombre de sollicitations du modèle (l'ordre de grandeur recherché est la centaine) et ainsi de ne pas augmenter exagérément les temps de calcul.

Les méthodes heuristiques, par exemple à base de plans d'expériences [Vivier 2002], ont été écartées dans un premier temps, car la prise en compte des contraintes n'est pas directe et doit se faire en surchargeant la fonction objectif par des fonctions de pénalités.

2.4.1. Forme générale d'un problème d'optimisation

Les techniques d'optimisation sont utilisées afin de trouver les variables de conception optimales $x = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$ ceci en minimisant une fonction objectif $f(x)$. De plus, le problème d'optimisation peut être soumis à des contraintes d'égalité ou d'inégalité $g_i(x)$ ainsi qu'à des butées basses lb et hautes ub sur les variables de conception définissant ainsi le domaine d'étude.

La description générale d'un problème d'optimisation peut s'écrire [Matlab7] :

$$\begin{aligned} \min_x & f(x) \\ g_i(x) &= 0, & i = 1, \dots, m_e \\ g_i(x) &\leq 0, & i = m_e + 1, \dots, m \\ lb_k &\leq x_k \leq ub_k, & k = 1, \dots, n \end{aligned} \quad (2.14)$$

Notons qu'une contrainte d'égalité $g_i(x) = 0$ est équivalente à deux contraintes d'inégalité $g_i(x) \leq 0$ et $-g_i(x) \leq 0$.

Une solution pertinente et précise dépend non seulement de la taille du problème en termes de nombre de contraintes m et de variables de conception n mais également de la nature de la fonction objectif et des fonctions contraintes.

Différents types de minimum peuvent apparaître lors de la résolution d'un problème d'optimisation

[Collette 2002, p.18]. Afin de les illustrer, un exemple issu de [Venka 2002, p.204] est présenté :

$$\begin{aligned} \min_x f(x) &= (x-1)^2 \cdot (x-2) \cdot (x-3) \\ g(x) &: 0,75 \cdot x^2 - 1,5 \cdot x - 1 \leq 0 \\ 0 &\leq x \leq 4 \end{aligned} \quad (2.15)$$

La fonction $f(x)$ et la contrainte d'inégalité $g(x)$ sont présentées sur la Figure 2.26. Elles forment ensemble un espace valide, correspondant à la région pour laquelle la fonction $g(x)$ est négative et donc la contrainte est respectée (variation de x de 0 à 2,5). Considérons la fonction $f(x)$ sans la contrainte $g(x)$, le minimum global⁶⁰ se trouve au point 1 de la Figure 2.26. En ajoutant la contrainte $g(x)$, le point 1 sort du domaine de validité, la contrainte définit ainsi un nouveau minimum appelé minimum contraint qui se trouve au point 2. Le point 3 correspond à un minimum local⁶¹.

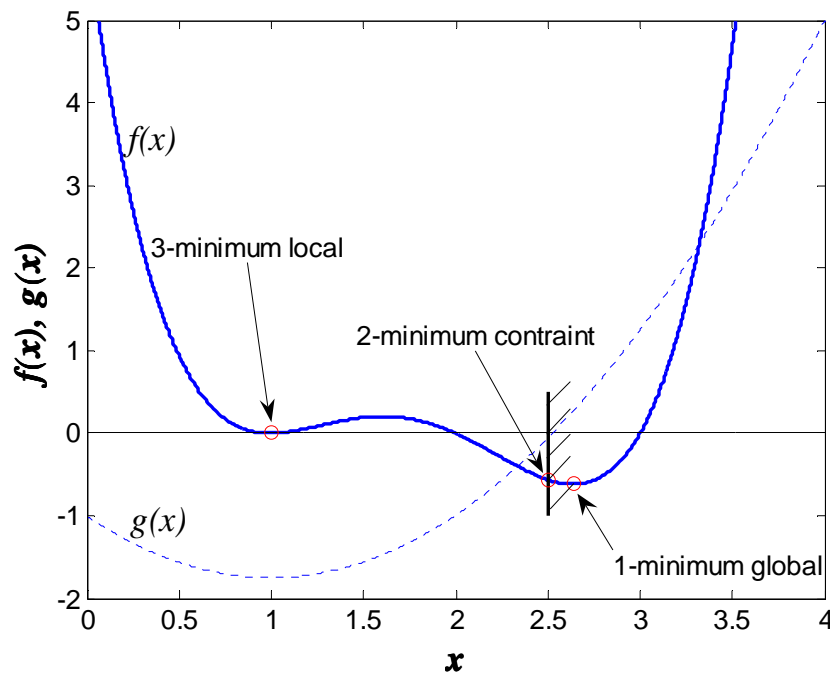


Figure 2.26. Les différents minima graphiques d'une fonction avec contraintes

La condition nécessaire d'optimalité est la stationnarité ($\nabla f(x^*) = 0$) dans le cas de l'optimisation sans contrainte et les conditions de Kuhn et Tucker (voir § 2.4.2) dans le cas de l'optimisation avec contraintes [Minoux 1983, p.20]. Ces conditions sont aussi suffisantes pour les fonctions convexes.

Afin de simplifier la compréhension d'un problème d'optimisation et permettre sa diffusion, nous proposons une représentation graphique du problème par la Figure 2.27. Une telle représentation permet une identification facile du problème de conception. Les variables sont situées à gauche avec leur symbole, leurs valeurs initiales et leurs butées, et à droite la fonction objectif avec les différentes contraintes d'égalité et d'inégalité.

⁶⁰ Définition mathématique d'un minimum global : Un point x^* de \mathfrak{R}^n est un minimum global de la fonction f si on a : $f(x^*) \leq f(x)$ quelque soit $x \in \mathfrak{R}^n$. Lorsque l'inégalité stricte : $f(x^*) < f(x)$ est vérifiée $\forall x \in \mathfrak{R}^n$ tel que $x^* \neq x$, le minimum global x^* est unique [Minoux 1983, pg.95]. Cette définition correspond au point 1 de la Figure 2.26.

⁶¹ Définition mathématique d'un minimum local : Un point x^* est un minimum local de la fonction f si on a : $f(x^*) < f(x)$ quelque soit $x \in V(x^*)$ et $x^* \neq x$, où $V(x^*)$ définit un voisinage de x^* . Cette définition correspond au point 3 de la Figure 2.26.

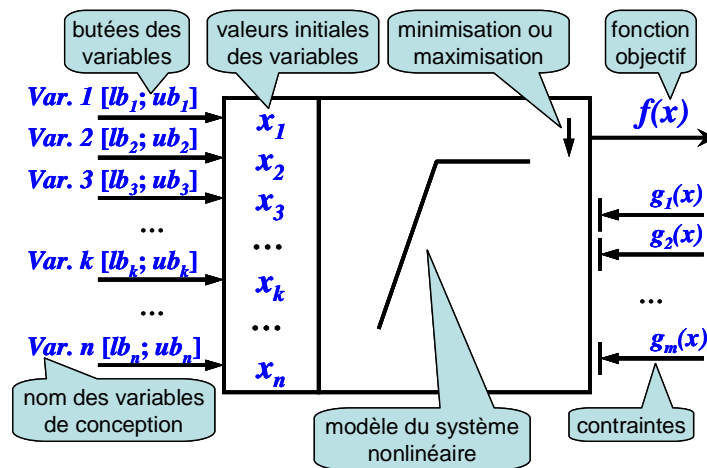


Figure 2.27. Symbolique d'un problème d'optimisation

2.4.2. La méthode SQP

Généralement, pour traiter un problème d'optimisation avec contraintes, le problème doit être transformé en un problème non contraint en utilisant des fonctions de pénalités ajoutées à la fonction objectif. Les méthodes de pénalités sont maintenant considérées insuffisantes et ont été remplacées par des méthodes plus performantes. Ainsi, la prise en compte des contraintes se fait lors de la résolution des équations de Kuhn et Tucker (KT) :

$$\begin{aligned} \nabla f(x^*) + \sum_{i=1}^m \lambda_i^* \cdot \nabla g_i(x^*) &= 0 \\ \lambda_i^* \cdot \nabla g_i(x^*) &= 0 \quad i = 1, \dots, m \\ \lambda_i^* &\geq 0 \quad i = m_e + 1, \dots, m \end{aligned} \quad (2.16)$$

Les équations KT représentent les conditions nécessaires d'optimalité dans un problème d'optimisation avec contraintes. La précision de résolution de ces équations est par conséquent le critère d'arrêt principal de l'algorithme (« first order optimality » dans MATLAB). Si la fonction objectif $f(x)$ et les fonctions contraintes $g_i(x)$ sont convexes, les équations KT sont suffisantes pour garantir une solution globale.

Les équations KT impose l'annulation du gradient de la fonction objectif $\nabla f(x^*)$ et du gradient des contraintes actives $\nabla g_i(x^*)$ au point solution x^* . Les multiplicateurs de Lagrange ($\lambda_i, i = 1, \dots, m$) sont nécessaires afin d'équilibrer l'influence des contraintes g_i entre elles et avec la fonction objectif f .

Lors de la résolution des équations KT intégrant les contraintes, la méthode quasi-Newton a un comportement asymptotique très intéressant, puisque sous les hypothèses habituelles de régularité des fonctions f et g_i , elle assure une vitesse de convergence quadratique. Cette méthode résout à chaque itération majeure un problème quadratique et, est connue sous le nom de « Sequential Quadratic Programming » (SQP) représentant l'état de l'art dans la programmation non linéaire [MatTool], [Venka 2002], [Neittaanmäki 1996, p.147], [Schittkowski]. Mais, la méthode SQP doit être généralement combinée avec d'autres méthodes pour assurer la convergence globale.

Dans le déroulement de la méthode SQP, l'idée principale est de trouver la direction de recherche d_k nécessaire à chaque itération et le coefficient d'ajustement de pas α_k afin de générer une nouvelle itération :

$$x_{k+1} = x_k + \alpha_k d_k \quad (2.17)$$

Pour trouver la direction d_k l'algorithme SQP doit, à chaque itération, résoudre un problème

quadratique de la forme :

$$\begin{aligned} \min_{d_k \in \mathbb{R}^n} & \frac{1}{2} d_k^T H_k d_k + \nabla f(x_k)^T d_k \\ \nabla g_i(x_k)^T d_k + g_i(x_k) &= 0 \quad i=1, \dots, m_e \\ \nabla g_i(x_k)^T d_k + g_i(x_k) &\leq 0 \quad i=m_e+1, \dots, m \end{aligned} \quad (2.18)$$

où $\nabla f(x_k)^T$ représente la transposée du gradient de la fonction objectif au point x_k et H_k le Hessian de la fonction de Lagrange :

$$L(x, \lambda) = f(x) + \sum_{i=1}^m \lambda_i \cdot g_i(x) \quad (2.19)$$

L'idée consiste à remplacer la fonction, au voisinage du point courant x_k , par une approximation quadratique. La résolution de (2.18) fournit comme solution d_k , qui représente également la distance entre le point courant et le minimum de la fonction quadratique, s'il existe. Ceci ne peut être le cas que si H_k est une matrice définie positive. Alors la fonction est strictement convexe et possède un minimum unique.

Le Hessian de la fonction de Lagrange est estimé à chaque itération par la méthode BFGS :

$$H_{k+1} = H_k + \frac{q_k q_k^T}{q_k^T s_k} - \frac{H_k^T H_k}{s_k^T H_k s_k} \quad (2.20)$$

où s_k est la distance entre le point précédent et le point courant et q_k la différence entre les gradients de la fonction de Lagrange au point x_{k+1} et au point x_k :

$$\begin{aligned} s_k &= x_{k+1} - x_k \\ q_k &= \nabla f(x_{k+1}) + \sum_{i=1}^n \lambda_i \cdot \nabla g_i(x_{k+1}) - \left(\nabla f(x_k) + \sum_{i=1}^n \lambda_i \cdot \nabla g_i(x_k) \right) \end{aligned} \quad (2.21)$$

On peut remarquer que la direction d_k obtenue comme solution au sous problème quadratique contient la direction de recherche ainsi que le pas de déplacement. Cependant, comme l'approximation quadratique n'est valable qu'au voisinage de x_k il faut agir sur le pas de déplacement avec un coefficient d'ajustement α_k (2.17) en utilisant une méthode itérative. Ainsi, α_k est déterminé par une méthode de recherche linéaire afin d'obtenir une diminution suffisante de la fonction mérite (2.22). Ce coefficient est initialisé à 1 et divisé par 2 à chaque itération de la recherche linéaire. Cette recherche s'achève lorsque la fonction mérite a suffisamment diminué :

$$\Psi(x) = f(x) + \sum_{i=1}^{m_e} r_i \cdot g_i(x) + \sum_{i=m_e+1}^m r_i \cdot \max\{0, g_i(x)\} \quad (2.22)$$

r_i est un paramètre de pénalité permettant d'introduire une contribution supplémentaire des contraintes.

2.4.3. Considérations pratiques sur l'utilisation de la méthode SQP

SQP est une méthode standard, basée sur l'utilisation du gradient de la fonction objectif et des contraintes, pour résoudre un problème d'optimisation non linéaire. Si le modèle de conception ne comporte que des équations analytiques, il est alors possible d'envisager le calcul formel des dérivées. Ce calcul peut être fait automatiquement grâce au moyen informatique actuel [Wurtz 1996], [Delinchant 2004], [Matlab7]. Il a l'avantage d'augmenter fortement la robustesse de l'algorithme d'optimisation employé. Par contre, la complexité du modèle de conception et une éventuelle présence d'un modèle dynamique ou numérique empêchent à ce jour le calcul de l'expression symbolique du

gradient. De ce fait, le choix fait est le calcul du gradient à partir d'une différence finie.

La méthode SQP est performante à condition que :

- Le problème ne soit pas trop grand
- Les fonctions et les gradients puissent être évalués avec une précision suffisamment élevée.
- Le problème soit lisse et mis à l'échelle.

De plus, comme la méthode SQP emploie des gradients, les variables discrètes sont prohibées. Une caractéristique de cette méthode est son arrêt dès qu'elle trouve un minimum qu'il soit global ou local. Ainsi, le résultat trouvé peut dépendre fortement du point de départ donné à l'algorithme.

Prenons un exemple pour illustrer la difficulté de trouver l'optimum global par la méthode SQP à partir d'une fonction bruitée ou ondulée. La fonction choisie est une somme de fonction polynomiale d'ordre 2 et d'une fonction sinus de faible amplitude. En plusieurs dimensions la fonction peut s'écrire :

$$f = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n (x_i - 1)^2 + 0,01 \cdot \sin(50 \cdot x_i), \text{ où } i = 1, \dots, n \quad (2.23)$$

Les résultats graphiques d'une optimisation sont présentés sur la Figure 2.28, pour la fonction (2.23) à 4 dimensions ($n = 4$). En partant de points initiaux différents pour chaque dimension, l'algorithme s'arrête sur des minimums locaux.

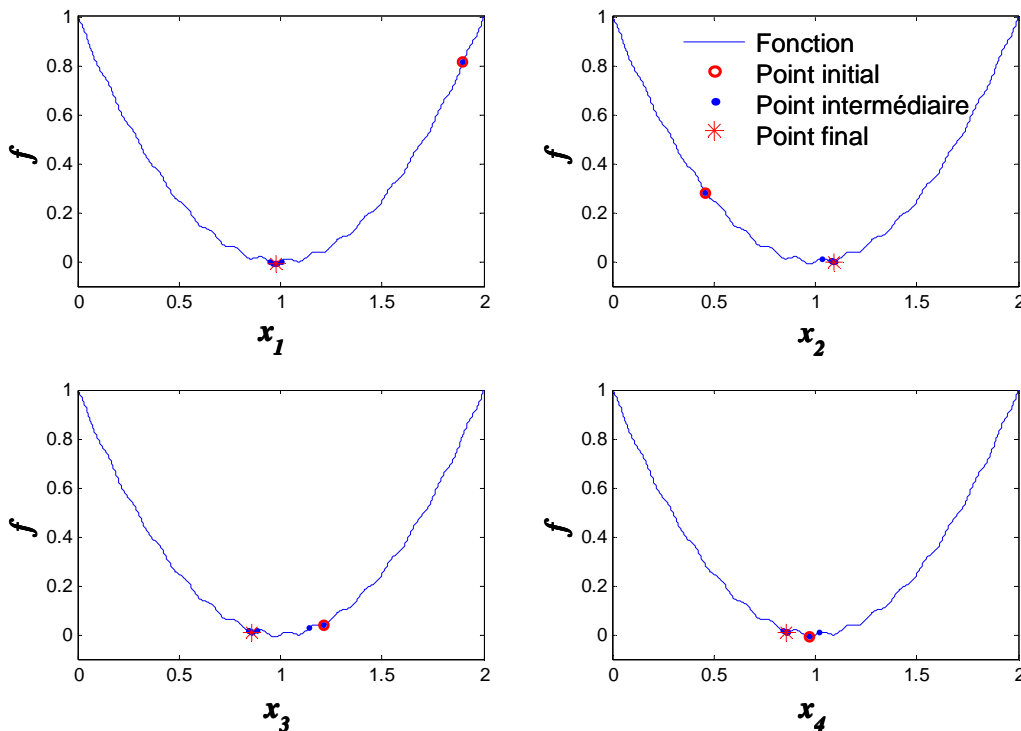


Figure 2.28. Optimums locaux avec une fonction bruitée

Ainsi, une fonction bruitée ou ondulée représente un problème sérieux pour l'algorithme SQP.

2.4.3.1. Nécessité de mettre les variables à l'échelle

La nécessité de mettre les variables à la même échelle apparaît lorsqu'il existe une différence d'ordre de grandeur entre les variables ou les contraintes. Par exemple, dans les problèmes d'électrotechnique certaines variables sont très petites (en 10^{-3}), tel l'entrefer d'une machine électrique, et d'autres très

grandes (en 10^{+6}), comme la densité de courant. Si ces variables ne sont pas réduites à la même échelle, la variation de la variable la plus grande n'aura aucun effet sur la réponse, donc celle-ci sera ignorée dans le processus d'optimisation. En pratique, il est impératif de mettre les variables d'entrées et les contraintes à la même échelle. Certains logiciels le font par défaut sans intervention de l'utilisateur [Venka 2002, p.198], mais ce n'est pas le cas de MATLAB[®].

Afin d'illustrer ce problème de mise à l'échelle, le problème suivant est considéré :

$$\begin{aligned} \min_{x_1, x_2} f(x_1, x_2) &= \frac{1}{2} \left[(x_1 - 1)^2 + \left(\frac{x_2 - 1e6}{1e6} \right)^2 \right] \\ 0 \leq x_1 &\leq 2 \\ 0 \leq x_2 &\leq 2e6 \end{aligned} \quad (2.24)$$

La fonction représente une parabole en deux dimensions. Afin de reproduire une différence d'échelle comparable aux problèmes électrotechniques la deuxième variable est choisie en 10^6 . De plus, afin que les deux variables x_1 et x_2 aient la même influence sur la fonction f , le deuxième terme est divisé par 10^6 .

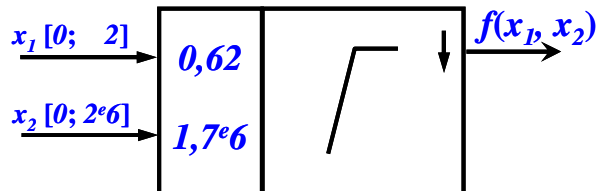


Figure 2.29. Schéma du problème d'optimisation décrit par l'équation (2.24)

La Figure 2.29 présente le problème d'optimisation considéré. Le Tableau 4 affiche les résultats obtenus avec et sans mise à l'échelle sur les entrées et les résultats attendus. La convergence des deux variables, durant les deux optimisations, est présentée sur la Figure 2.30.

Tableau 4. Résultats d'optimisation avec et sans normalisation des entrées

	valeur initiale	valeur finale		à trouver
		sans	avec	
x_1	0,62	1	1	1
x_2	$1,7 \cdot 10^6$	$1,7 \cdot 10^6$	10^6	10^6
f		0,245	$1,27 \cdot 10^{-9}$	0

Les deux optimisations partent des mêmes points initiaux et aboutissent à des résultats différents. Considérons le problème non normalisé, l'optimisation trouve la bonne valeur pour x_1 en une itération mais n'agit d'aucune manière sur x_2 . Cela s'explique facilement à partir du « pas » utilisé dans MATLAB[®] pour calculer la différence finie qui, par défaut, est d'environ 10^{-8} . En effet, un tel « pas » n'engendre aucune influence significative sur la fonction f . Ainsi, l'algorithme ne bénéficie d'aucune information de la variable x_2 et par conséquent sa valeur reste inchangée.

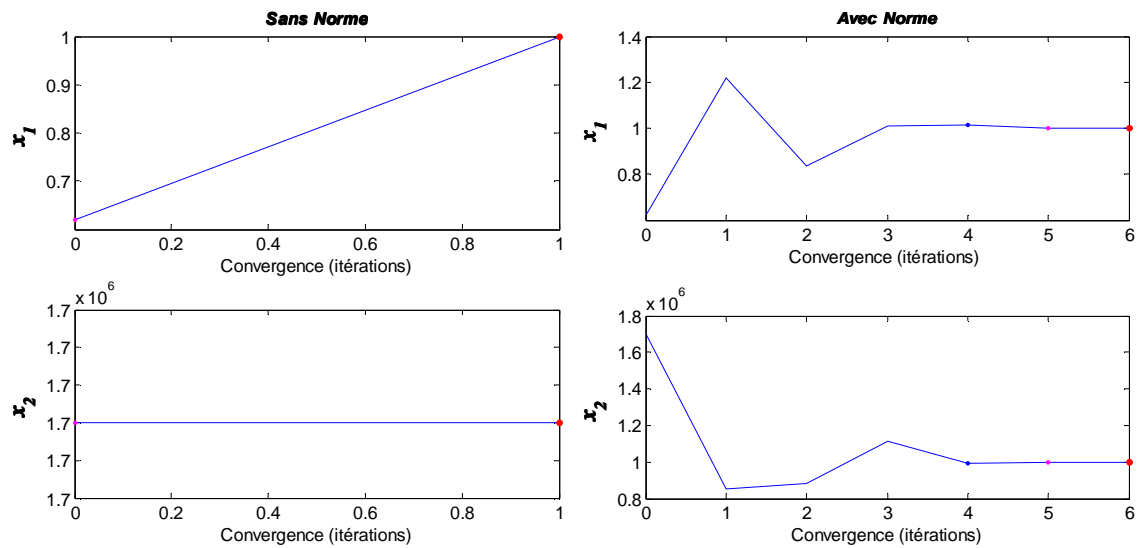


Figure 2.30. Convergence des deux variables lors de l'optimisation avec et sans la normalisation des variables

Par contre, lors du lancement du problème avec les variables mises à l'échelle, l'optimisation agit sur les deux variables et trouve la valeur optimale en 6 itérations.

Plusieurs techniques sont envisageables afin de mettre les variables à la même échelle à partir de leurs butées basses lb et hautes ub . Les équations suivantes le permettent et rendent leur dimension; x représente la variable courante et \tilde{x} la variable réduite.

- Amène les variables à une limite maximale de 1

$$\begin{aligned}\tilde{x} &= \frac{x}{ub} \\ x &= \tilde{x} \cdot ub\end{aligned}\tag{2.25}$$

- Amène les variables entre 0 et 1

$$\begin{aligned}\tilde{x} &= \frac{x-lb}{ub-lb} \\ x &= \tilde{x} \cdot (ub-lb) + lb\end{aligned}\tag{2.26}$$

- Amène les variables entre 0,1 et 1

$$\begin{aligned}\tilde{x} &= 0,1 + \frac{x-lb}{ub-lb} \cdot (1-0,1) \\ x &= \frac{\tilde{x}-0,1}{1-0,1} \cdot (ub-lb) + lb\end{aligned}\tag{2.27}$$

- Amène les variables entre -1 et 1

$$\begin{aligned}\tilde{x} &= \frac{x-M}{pas} \\ x &= \tilde{x} \cdot pas + M\end{aligned}\tag{2.28}$$

où M est la valeur moyenne des variables et pas est la variation entre la position moyenne de la variable et une extrémité :

$$M = \frac{lb - ub}{2} \quad (2.29)$$

$$pas = ub - M; \quad \text{où} \quad pas = M - lb;$$

De la même façon, il est souvent critique de mettre à la même échelle les contraintes. Certaines techniques sophistiquées utilisent la dérivée des contraintes, calculée par l'algorithme à chaque itération. Elles peuvent être mises à l'échelle aussi par les méthodes présentées ci-dessus pour les entrées. Il faut alors définir des bornes par rapport à des valeurs attendues. Dans le cas de l'équation (2.25) la borne peut être remplacée par un facteur d'échelle déterminé à partir de la valeur initiale des contraintes ou d'une valeur estimée [Venka 2002, p.199]. Par contre, une méthode simple et pratique est présentée ci-dessous.

Considérons une contrainte d'inégalité sur le diamètre extérieur D_{ext} d'un moteur qui doit être impérativement inférieur à une valeur maximale de 0,33 afin de pouvoir être placé dans la roue :

$$D_{ext} \leq 0,33 \quad \text{ou} \quad D_{ext} - 0,33 \leq 0 \quad (2.30)$$

Mettre à l'échelle cette contrainte par rapport à 1 revient à écrire :

$$\frac{D_{ext}}{0,33} - 1 \leq 0 \quad (2.31)$$

La méthode SQP est l'une des méthodes les plus performantes en programmation non linéaire et prend très bien en compte les contraintes d'égalité ou d'inégalité. Ce point est particulièrement important dans une démarche de conception. Toutefois, l'utilisation des méthodes d'optimisation nécessite comme tout outil de la pratique pour en tirer pleinement partie.

2.5. Analyse de sensibilité par la méthode des plans d'expériences

La méthode de conception présentée précédemment peut utiliser des modèles simples de composants. L'intérêt vient du fait que la vision systémique du problème devient très rapidement lourde si des modèles complexes des composants sont utilisés. Cependant, si un modèle est très simpliste, il peut ne pas donner suffisamment de détails sur un phénomène important et le processus de conception risque d'être compromis. C'est pourquoi, il est très important d'avoir une méthodologie et un outil capable de déterminer les éléments du système les plus influents sur la réponse afin de pouvoir les enrichir par la suite. Dans ce contexte la méthode des plans d'expériences de criblage est un outil bien adapté.

Les techniques de plans d'expériences ainsi que le principe des plans de criblage (« screening ») qui les utilisent ont été largement exploités dans la thèse de Stéphane Vivier [Vivier 2002] et dans autres nombreux ouvrages [Benoist 1994], [Droesbeke 1997], [Garcia 1995], [Goupy 1996], [Schimmerling 1998]. Cette partie se contente de présenter brièvement les idées générales des plans de criblage et les avantages que l'analyse de sensibilité peut apporter à la construction du modèle de conception.

La méthode des plans d'expériences est une technique qui cherche à déterminer les liens existants entre deux types de variables : les facteurs et la réponse. Elle vise aussi à comprendre les relations existantes entre la réponse et les facteurs, et entre les facteurs entre eux. La réponse représente la sortie du modèle, tandis que les facteurs représentent les entrées censées influencer sur la réponse [Pillet 1994, p.21] :

Facteur – Un facteur est un variable, ou un état, qui agit sur le système (modèle) étudié. Il peut être de type continu ou discret.

Réponse – La réponse du système est la grandeur que l'on mesure (calcule) pour connaître l'effet des facteurs sur le système.

Facteur significatif – Un facteur significatif est un facteur qui, lorsqu'il est modifié, modifie la réponse du système. Un facteur non significatif sera un facteur qui n'a aucun effet sur la réponse du système ou, dont l'effet est trop faible pour pouvoir être distingué de l'erreur de mesure.

Niveaux d'un facteur – Les niveaux d'un facteur indiquent les valeurs que prend ce facteur au cours des essais. Par exemple, si le facteur « Rendement » a deux niveaux : 0,7 et 0,9, il prendra au cours des essais, soit la valeur 0,7 soit la valeur 0,9.

De par le principe même du screening, l'expérimentateur a tout intérêt à tester l'influence d'un grand nombre de facteurs, même s'il présuppose la présence de grandeurs non influentes.

Dans l'absolu, pour tester l'influence d'un facteur sur la réponse, deux expériences suffisent. Le facteur est varié avec le maximum d'amplitude, de sa borne inférieure à sa borne supérieure. Comme conséquence, le système (modèle) fournit les deux valeurs correspondantes de la réponse. Cette stratégie est la plus couramment employée.

Si plusieurs facteurs interviennent l'opération est répétée pour chacune des variables, lorsque les autres sont fixées successivement à leurs deux valeurs possibles. Pour k facteurs cela représente 2^k expériences à réaliser. Ce processus de calcul correspond au *plan factoriel complet*. Le principal inconvénient d'une telle méthode réside dans le nombre d'expériences nécessaires, vite dissuasif lorsque k devient important. Cependant, son grand avantage est qu'aucun facteur n'introduit de biais dans le calcul des effets des autres [Vivier 2002].

Des alternatives moins coûteuses peuvent être employées, comme par exemple : les *plans factoriels fractionnaires*. Ces plans permettent d'introduire la notion de *confusion d'effets*. Cette technique permet de réduire substantiellement le nombre de points par plan. Cependant, cette économie se paye : chaque effet calculé par ce type de plan est en réalité une somme d'effets simples.

L'analyse de la variance permet de classer les facteurs entre eux, relativement à leur propre influence. Cette technique permet d'avancer dans la compréhension du système étudié et donne ainsi la possibilité de se focaliser sur les grandeurs les plus pertinentes.

Les modèles de composants dont les entrées sont détectées comme significatives par l'analyse de la variance, pourront ainsi être identifiés. Par suite, il sera possible d'en augmenter la granularité de façon à améliorer le modèle du système. Le modèle des autres composants peut lui rester inchangé voir même simplifié. Ainsi, cette technique permet de construire un modèle robuste en enrichissant progressivement les parties les plus importantes. Cette démarche permet de maîtriser la complexité des modèles du système étudié, notamment le compromis temps de calcul/précision. Un exemple est présenté dans le § 4.1.

2.6. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté une méthodologie complète pour la conception optimale systémique, c'est-à-dire la conception non seulement du système mais aussi, et simultanément, celle du ou des composants en tenant compte du système. Cette méthodologie est générale et s'applique à la conception des chaînes de traction électrique.

D'abord, nous avons argumenté le besoin d'une conception optimale systémique qui est l'approche la plus intéressante pour un monde s'orientant vers le développement durable.

Ensuite, après avoir mis en évidence le principe de causalité, nous avons présenté les deux types de modèles, i.e., le modèle de comportement et le modèle de conception. Ces modèles correspondent aux deux types d'activité différente : la simulation (l'analyse) et la conception (la synthèse).

Le modèle de comportement est le modèle le plus courant, écrit dans le sens du principe de causalité et utilisé pour la simulation. Par contre, le processus de conception exige une démarche inverse, la

meilleure approche pour sa résolution étant le modèle de conception idéal que nous avons présenté. Dans la pratique, la meilleure approche reste le modèle de conception écrit dans le sens inverse à l'exception des parties non inversibles qui seront inversées pendant la résolution par l'algorithme d'optimisation. L'optimisation est donc l'outil préférentiel de la conception.

Une fois, la meilleure orientation du modèle choisi, le modèle de conception du système dynamique se décompose en 3 processus : la dynamique du système, l'élaboration des cahiers des charges des composants et le dimensionnement des composants. Cette structure met en évidence la non-linéarité caractéristique du problème inverse de conception puis que la dynamique du système dépend des dimensions des composants (masse, inertie, rendement, etc.) et inversement. Cette non-linéarité trouve sa justification dans le principe de causalité. Ceci repose sur la proposition suivante : la seule connaissance de l'effet n'est pas suffisante pour déterminer la cause. Cela se traduit dans le modèle de conception par une liaison forte entre le dimensionnement des composants et la dynamique du système, qui consiste à actualiser le modèle dynamique du système avec l'information issue du dimensionnement des composants. Le système est alors bouclé et solvable. La meilleure solution pour prendre en compte cette non-linéarité est l'utilisation de contraintes d'égalité. Cela implique l'utilisation d'un algorithme d'optimisation sous contraintes pour gérer le processus de conception.

Cette non-linéarité permet également de s'interroger sur le rôle du concepteur et des outils logiciels dans le processus de conception. Ce sujet a été également abordé et permet une délimitation plus claire du rôle de chacun. Ainsi, les activités de conception ont été séparées en activités « complexes » et « compliquées ». Cette séparation définit le rôle du concepteur dans la formulation et l'interprétation lors des activités « complexes » non automatisables et positionne le rôle de l'outil logiciel dans la résolution des activités « compliquées » automatisable et difficile ou pratiquement impossible à gérer par le concepteur.

Une caractéristique supplémentaire, qui confère au modèle de conception une flexibilité importante, est sa granularité. Ainsi, le modèle de conception peut s'ajuster à l'évolution des objectifs en utilisant des modèles plus détaillés pour les phénomènes les plus importants afin de maîtriser la taille du problème. La granularité a également permis de définir deux niveaux de modèles de dimensionnement. Ainsi, le modèle de dimensionnement du composant peut être un modèle simplifié, suffisant pour le fonctionnement du modèle de conception. Il permet alors de déterminer le cahier des charges des composants pour la configuration optimale de la chaîne de traction et donne les caractéristiques globales des composants (masse, volume, coût, etc.).

Par la suite, le modèle de dimensionnement du composant peut être affiné, ce qui permet de concevoir un ou plusieurs composants en tenant compte de toute la chaîne de traction. Ceci représente une utilisation très particulière et originale permettant au concepteur de se focaliser sur le composant de son choix tout en gardant l'aspect systémique et est un point fort de la méthodologie proposée.

La méthodologie s'adapte également à la conception détaillée des systèmes multi-niveau. Dans ce cas, afin de résoudre le problème entier, l'algorithme d'optimisation avec contraintes peut appeler des algorithmes additionnels intervenant ponctuellement dans la structure du modèle de conception. Cette approche permet de traiter des problèmes lourds et reste la meilleure pour la conception d'un système complexe.

Sa mise en oeuvre sur des systèmes complexes nécessite un outil informatique dédié général et modulable afin de permettre au concepteur de construire, définir et résoudre le problème de conception. Ainsi, nous avons présenté le logiciel « monVEOptim » développé sous MATLAB® qui respecte la structure du modèle de conception et permet d'avoir une vision graphique du problème. Il représente un aide précieuse pour le concepteur, lui permettant de s'affranchir des problèmes de programmation et de porter toute son attention sur le problème de conception. Le logiciel permet de structurer le modèle de conception, de faire la liaison entre les différents modèles et de lancer l'algorithme d'optimisation. Un tel outil reste indispensable pour traiter des problèmes systémiques qui deviennent très vite larges, nécessitant de la part du concepteur une vision globale afin de définir correctement le problème de conception en termes d'objectif, de contraintes et de variables de conception. De tels problèmes sont de plus en plus présents et leur résolution nécessite des outils

spécifiques.

L'algorithme d'optimisation SQP a été présenté pour la résolution des problèmes de conception et a été choisi pour ses capacités à traiter efficacement les contraintes. L'optimisation représente le cœur de la démarche et sa bonne maîtrise est essentielle pour la résolution du problème. C'est pourquoi, quelques considérations en ce qui concerne l'utilisation pratique de l'optimisation ont été présentées, notamment la mise à l'échelle des variables de conception ainsi que les contraintes.

La méthodologie présentée est très générale et représente, de notre avis, la meilleure approche pour la conception optimale systémique. Nous pensons qu'elle peut rendre de grand service dans le monde économique où la démarche de conception est un des clés de la compétitivité.

2.7. Références

- [Badin 2005] F. Badin, R. Trigui, *Les motorisations hybrides thermique-électrique*, Colloque Electrotechnique du Futur 2005, Grenoble, 14-15 Septembre 2005
- [Barbier 1994] Claude-Eric BARBIER – 'Modélisation et simulation du système véhicule électrique pour la conception et le contrôle de sa chaîne de traction', Institut national polytechnique de Toulouse, 22.10.1994, n° d'ordre : 938
- [Begot 2001] Sylvie Begot, Contribution à la résolution d'un problème inverse en magnétostatique – Application aux aimants supraconducteurs, Thèse, n° d'ordre : 63, Belfort-Montbéliard, 2001
- [Benoist 1994] Daniel Benoist, Yves Tourbier, Sandrine Germain-Tourbier, "Plans d'expériences: construction et analyse", Ed. Lavoisier - Tec & Doc, 1994
- [Brisset 2005] S. Brisset, P. Brochet, Analytical model for the optimal design of a brushless DC wheel motor, *Compel*, Vol. 24 No. 3, 2005, ISSN 0332-1649
- [Chapoulie 1999] Philippe Chapoulie, Modélisation systémique pour la conception de véhicules électriques multi-sources, Thèse, 1999, n° d'ordre : 1527
- [Clausen 1999] Jens Clausen, "Branch and Bound Algorithms - Principles and Examples", 1999, on-line: <http://imada.sdu.dk/~jbj/DM85/TSPtext.pdf>.
- [Collette 2002] Yann Collette, Patrick Siarry, Optimisation multiobjectif, Eyrolles, Paris, 2002, ISBN 2-212-11168-1
- [Delinchant 2004] B. Delinchant, F. Wurtz, "Une architecture à base de composants logiciels pour la capitalisation et la ré-utilisation de connaissances formelles dans les bureaux de R&D", Colloque IPI'2004, Autrans, France. On-line : <http://www.msh-alpes.prd.fr/IPI/Colloques/2004/Site/session7/article7-1.pdf>
- [Droesbeke 1997] Jean-Jacques Droesbeke, Jeanne Fine, Gilbert Saporta, "Plans d'expériences - Applications à l'entreprise", Ed. Technip, 1997
- [Ehsani 2005] Mehrdad Ehsani, Yimin Gao, Sebastien E. Gay, Ali Emadi – Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles – Fundamentals, Theory, and Design, CRC Press LLC, 2005, USA
- [Fitan 2004] Fitan E., Messine F., Nogarède B., "The Electromagnetic Actuator Design Problem: A General and Rational Approach", *IEEE Transactions on Magnetics*, Vol.40, No.3, May 2004
- [Garcia 1995] Alberto Garcia-Diaz, Don T. Phillips, "Principles of experimental design and analysis", Ed. Chapman & Hall, 1995
- [Goupy 1996] Jacques Goupy, "La méthode des plans d'expériences - Optimisation du choix des essais & de l'interprétation des résultats", Ed. Dunod, 1996
- [Geisler 1999] Norman L. Geisler, Baker Encyclopedia of Christian Apologetics, Baker Reference Library, Grand Rapids, Mich.: Baker Books, 1999. (Causality, Principle of - Page 120; First Principles - Page 250).

-
- [Harris 1998] John W. Harris, Horst Stocker, Handbook of Mathematics and Computational Science, Springer-Verlag New York, Inc., 1998
- [IngAuto n°775] Challenge Bibendum : le show des nouveaux concepts, Ingénieurs de l'Automobile, n°775 bis – supplément au 775
- [Land 1960] A. H. Land, A. G. Doig, "An automatic method of solving discrete programming problems", *Econometrica*, pp.28, 1960
- [Matlab7] The MathWorks, Matlab7[®] (Release 14), www.mathworks.com
- [MatTool] The MathWorks, Optimization Toolbox[®] User's Guide – for Use with Matlab[®], Version 3.0 (Release 14), June 2004, www.mathworks.com/access/helpdesk/help/toolbox/optim/optim.shtml
- [Messine 1997] Frédéric MESSINE, Méthodes d'Optimisation Globale basées sur l'Analyse d'Intervalle pour la Résolution de Problèmes avec Contraintes, Institut National Polytechnique de Toulouse, 1997.
- [Mester 2005] V. Mester, F. Gillon, P. Brochet, "Optimal Design of Electric Vehicles Drive Train", *The International Journal for Computation and Mathematics in Electrical and Electronic Engineering (COMPEL)*, Proceedings Volume: 24, Issue: 3; 2005, pp. 967-983;
- [Multon E3996] Bernard MULTON, *Motorisation des véhicules électriques*, Technique de l'Ingénieur, E 3996
- [Multon 1995-1996] B.Multon, L.Hirsinger, Problème de motorisation d'un véhicule électrique, Première partie, *Revue 3E.I n°4*, Décembre 1995, pp.53-64 ; Deuxième partie, *Revue 3E.I n°5*, Mars 1996, pp.55-64
- [Neittaanmäki 1996] P. Neittaanmäki, M. Rudnicki, A. Savini, *Inverse Problems and Optimal Design in Electricity and Magnetism*, Oxford University Press Inc., New York, 1996, ISBN 0-19-859383-X
- [Papalambros 2000] Panos Y. Papalambros, Extending the optimization paradigm in engineering design, *Proceedings of the 3rd International Symposium on Tools and Methods of Competitive Engineering*, Delft, Netherlands, April 18-21, 2000
- [Pillet 1994] Maurice PILLET, Introduction aux plans d'expériences par la méthode Taguchi, Les Editions d'Organisation, Deuxième édition, 1994, ISBN : 2-7081-1442-5
- [Rahmat 1999] Yahya Rahmat-Samii, Eric Michielssen, *Electromagnetic Optimization by Genetic Algorithms*, John Wiley & Sons, Inc., 1999, New York, ISBN 0-471-29545-0
- [Randi 2001] Randi S.A., Astier S., Sareni B., "Full Modeling Approach of Electric Vehicle for Design Optimization", *EVS 18 Berlin*, 2001, CD
- [Randi 2003] Sid Ali Randi, *Conception systémique de chaînes de traction synchrones pour véhicule électrique*, n° d'ordre 1976, Toulouse, 2003
- [Sareni 2000] B. Sareni, L. Krahenbuhl et A. Nicolas, "Efficient genetic algorithms for solving hard constrained optimization problems", *IEEE Transactions on Magnetics*, vol.36, Issue: 4, July 2000, pp.1027 - 1030.
-

- [Schimmerling 1998] Paul Schimmerling, Jean-Claude Sisson, Ali Zaidi, "Pratique des plans d'expériences", Ed. Lavoisier - Tec & Doc, 1998
- [Schittkowski] Klaus Schittkowski, NLPQLP: A New Fortran Implementation of a Sequential Quadratic Programming Algorithm for Parallel Computing, Page web: <http://www.klaus-schittkowski.de>.
- [Somol 2004] Petr Somol, Pavel Pudil, Josef Kittler, Fast Branch & Bound Algorithms for Optimal Feature Selection, IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence, Vol.26, No.7, July 2004, pp.900 – 912.
- [Venka 2002] P. Venkataraman, Applied Optimization with MATLAB® Programming, John Wiley & Sons, New York, 2002, ISBN 0-471-34958-5
- [Vivier 2002] S. Vivier, "Stratégie d'optimisation par la méthode des plans d'expériences et application aux dispositifs électrotechniques modélisés par éléments finis", Thèse, Juillet 2002, N° d'ordre 3151
- [WikiGödel] Wikipédia, Théorème d'incomplétude de Gödel, http://fr.wikipedia.org/wiki/Théorème_d'incomplétude_de_Gödel,
- [Wurtz 1996] Frédéric Wurtz, "Une nouvelle approche pour la conception sous contraintes de machines électriques". Thèse de doctorat en génie électrique de l'Institut National Polytechnique de Grenoble, France, 28 Mai 1996
- [Wurtz 2005] Frédéric Wurtz, Statut et nature des processus de conception que nous utilisons en électrotechnique et possible rationalisation et automatisation, Electrotechnique du Futur -EF2005, Grenoble, 14-15 septembre 2005
- [Minoux 1983] Michel Minoux, Programmation Mathématique – Théorie et algorithmes, Tome 1, Bordas et C.N.E.T.-E.N.S.T., Paris, 1983, ISBN 2-04-015487-6

CHAPITRE III

Modélisation de la chaîne de traction électrique

3.1. MODELE DYNAMIQUE INVERSE DU VEHICULE ELECTRIQUE - APPROCHE ENERGETIQUE.....	91
3.1.1. PERFORMANCES DYNAMIQUES IMPOSEES AU VEHICULE.....	92
3.1.2. DYNAMIQUE DU VEHICULE.....	95
3.1.2.1. <i>Force de Roulement</i>	96
3.1.2.2. <i>Force due au profil de la route</i>	97
3.1.2.3. <i>Force de résistance aérodynamique</i>	98
3.1.2.4. <i>Force due à l'accélération</i>	99
3.1.2.5. <i>Performances dynamiques imposées à la chaîne de traction</i>	100
3.1.3. MODELE DE LA CHAINE DE TRACTION – APPROCHE ENERGETIQUE	102
3.1.3.1. <i>Réducteur et transmission</i>	102
3.1.3.2. <i>Moteur électrique - Approche énergétique par surfaces de rendement</i>	102
3.1.3.2.1. Détermination expérimentale de la surface en régime statique	103
3.1.3.2.2. Détermination analytique.....	104
3.1.3.2.2. a) Relation analytique générale pour la simulation	105
3.1.3.2.2. b) Relation analytique explicite pour la conception	106
3.1.3.2.3. Validation expérimentale en fonctionnement dynamique	107
3.1.3.2.4. Critère d'optimisation énergétique du moteur électrique en régime dynamique.....	109
3.2. MODELES D'ELABORATION DU CAHIER DES CHARGES DES COMPOSANTS.....	110
3.2.1. BATTERIE	110
3.2.2. FONCTIONNEMENT DU MOTEUR A PUISSANCE MAXIMALE CONSTANTE	111
3.3. MODELES DE DIMENSIONNEMENT DES COMPOSANTS.....	112
3.3.1. MODELES SIMPLIFIES	112
3.3.2. MODELES DETAILLES	113
3.3.2.1. <i>Modèle Analytique</i>	114
3.3.2.1.1. <i>Modèle Analytique Direct</i>	114
3.3.2.1.2. <i>Modèle Analytique Inverse</i>	114
3.3.2.2. <i>Modèle Numérique</i>	115
3.3.2.2.1. <i>Modèle Malléable et Fiable</i>	117
3.3.2.2.2. <i>Modèle Précis et Robuste</i>	118
3.3.2.2.3. <i>Modèle à variables discrètes</i>	122
3.3.2.3. <i>Vision Multi-Modèle Multi-Physique</i>	122
3.4. CONCLUSION.....	122
3.5. REFERENCES.....	125

Chapitre 3

Modélisation de la chaîne de traction électrique

Le chapitre 3 présente le modèle de conception optimale systémique d'une manière plus technique et plus physique. Afin de mieux repérer les modèles et s'habituer avec la méthodologie proposée, le chapitre reprend la division du modèle de conception décrite dans le paragraphe 2.3 et explicite les modèles de composants.

Ainsi, il reproduit la décomposition du modèle de conception en trois processus. Premièrement, le premier paragraphe décrit le modèle dynamique inverse du véhicule, incluant des exemples de cycles de fonctionnement typiques, le modèle détaillé de la dynamique du véhicule pour terminer par une description du modèle énergétique de la chaîne de traction. Le deuxième paragraphe (3.2) expose les modèles utilisés afin de déterminer le cahier des charges des composants et se focalise plus particulièrement sur le moteur électrique. Finalement, le paragraphe 3.3 présente des exemples de modèles de dimensionnement : modèles simplifiés, modèles de dimensionnement analytiques, numériques et multi-physiques.

3.1. Modèle dynamique inverse du véhicule électrique - Approche énergétique

Le modèle dynamique du véhicule électrique est un modèle énergétique, construit dans le sens de la conception en respectant l'orientation choisie dans le paragraphe 2.3.5.3. Ainsi, il commence avec les performances souhaitées pour aller vers la source d'énergie embarquée. Ce modèle dynamique inverse du véhicule peut à son tour être décomposé en trois parties chacune d'entre elle imposant un type différent de performances :

- Le cycle de fonctionnement fournit les performances dynamiques imposées au véhicule.
- Le modèle de la dynamique du véhicule fournit les performances dynamiques imposées à la chaîne de traction.
- Le modèle dynamique inverse de la chaîne de traction fournit les performances dynamiques que doit assurer chaque composant de la chaîne de traction.

L'intégralité de ce modèle dynamique est réalisé avec MATLAB[®]/Simulink[®] et est représentée sur la Figure 3.1 sous la forme d'un schéma bloc.

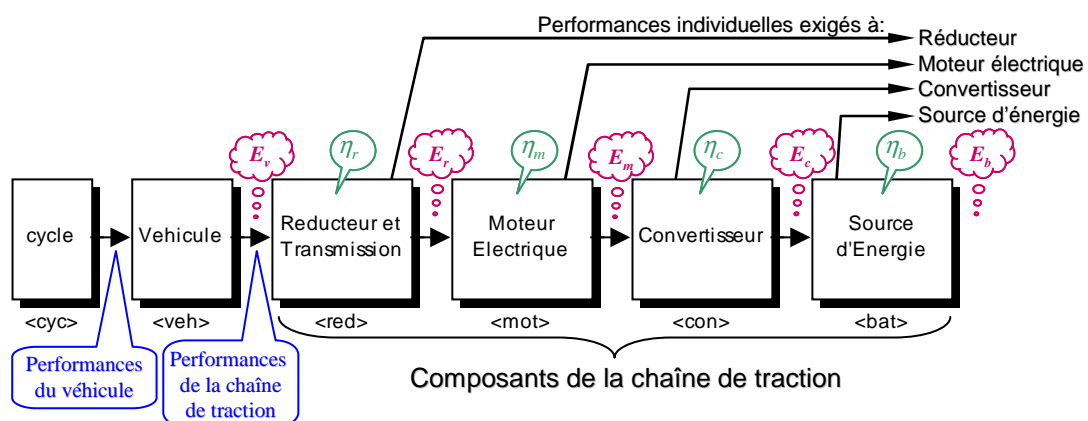


Figure 3.1. Modèle dynamique du véhicule électrique

La démarche se base sur des échanges énergétiques entre les différents composants de la chaîne de traction. Chaque composant reçoit et transforme l'énergie avec un certain rendement qui lui-même dépend de l'énergie transformée⁶². Ainsi, l'énergie nécessaire au déplacement du véhicule E_v permet de déterminer l'énergie E_b que les batteries doivent stocker :

$$E_b = \frac{E_v}{\eta_r(E_v) \cdot \eta_m(E_r) \cdot \eta_c(E_m) \cdot \eta_b(E_c)} \quad (3.1)$$

où, η représente le rendement et E l'énergie de la sortie de chaque composant de la chaîne de traction comme indiqué sur la Figure 3.1. Cette équation représente la structure de base du modèle, où pour le cas le plus simple, chaque composant est décrit par un rendement constant.

Un des objectifs d'un tel modèle est d'offrir une grande modularité afin d'être en mesure d'étudier progressivement différentes structures et d'offrir différents niveaux de complexité dans la modélisation. L'approche rend donc possible le changement de configuration de la chaîne de traction par l'introduction ou l'élimination de composants. La réalisation d'une chaîne de traction hybride est simple et graphique en partant du modèle énergétique représenté sur la Figure 3.1. La Figure 3.2 illustre le schéma d'une chaîne de traction série.

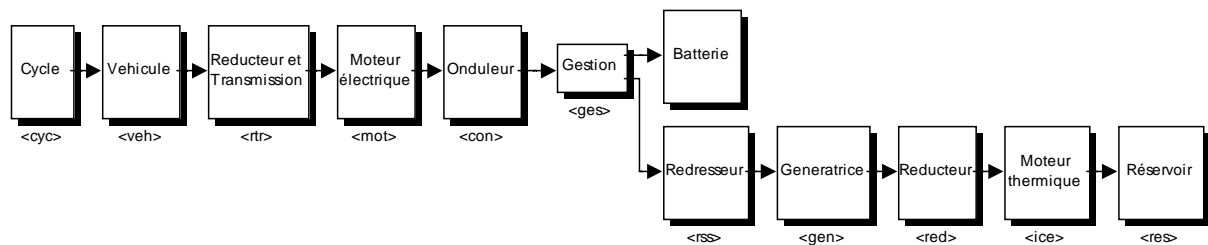


Figure 3.2. Exemple de chaîne de traction série

D'autre part il est également facile d'augmenter ou de diminuer la complexité d'un modèle d'un composant, tout simplement en remplaçant un modèle simple par un modèle complexe ou vice-versa. Ainsi un modèle décrivant le rendement par une valeur fixe peut être remplacé par un modèle plus sophistiqué décrivant le rendement par une surface de réponse en fonction de certains facteurs.

3.1.1. Performances dynamiques imposées au véhicule

Les performances critiques pour le dimensionnement de la chaîne de traction du véhicule sont : la vitesse maximale, la pente maximale (*gradeability* dans la littérature anglo-saxonne), ainsi que l'accélération maximale [Ehsani 2005, p.105]. De plus, dans le domaine du véhicule électrique, l'autonomie doit être considérée comme un autre indicateur essentiel, déterminant pour les performances [Chan 2001, p.44]. Toutefois, on peut remarquer que dans les conditions normales de fonctionnement ces performances maximales sont rarement utilisées. En effet, la plupart du temps la chaîne de traction travaille à charge partielle. La vitesse et l'effort varient donc beaucoup selon les conditions d'utilisation telles que l'accélération, le profil de la route, etc. De plus, les performances sont associées aux conditions du trafic (urbain, autoroutier,...) et au type de véhicule (familiale, sportive,...) et différent beaucoup d'un cas à l'autre. Cela rend difficile la construction de cycles de fonctionnement universels décrivant avec précision les variations de vitesse dans tous les environnements du trafic actuel.

Cependant, ces dernières années, plusieurs cycles normalisés ont été proposés pour représenter les conditions de fonctionnement typiques. Ils décrivent l'évolution de la vitesse en fonction du temps sur un profil de route supposé plat et représentent des modes de conduite pour des régions ou pays différents [Chan 2001, p.44-48], [Ehsani 2005, p.111-113].

⁶² Comme exemple, le fonctionnement du moteur électrique de traction étant variable sur une large plage de vitesse et du couple, le rendement de moteur n'a pas la même valeur pour chaque point couple-vitesse, mais plutôt il est variable en fonction de ceux-ci. Pour mieux comprendre, voir le paragraphe 3.1.3.2.

Pour la France, l'Institut National de Recherche sur les Transports et leur Sécurité (INRETS) a établi de nombreuses missions de circulation à partir d'une étude statistique portant sur un ensemble de missions réelles. Elles sont classées par type de trajet: urbain lent, urbain fluide, routier et autoroutier [Chapoulie 1999, p.43-49].

Au niveau de l'Europe, le cycle le plus utilisé est le Nouveau Cycle Européen de Conduite (NEDC - New European Driving Cycle) présenté sur la Figure 3.3 [BOSCH 2004, p.568]. Ce cycle est largement adopté en Europe pour évaluer les émissions CO₂ et la consommation de carburant des véhicules légers.

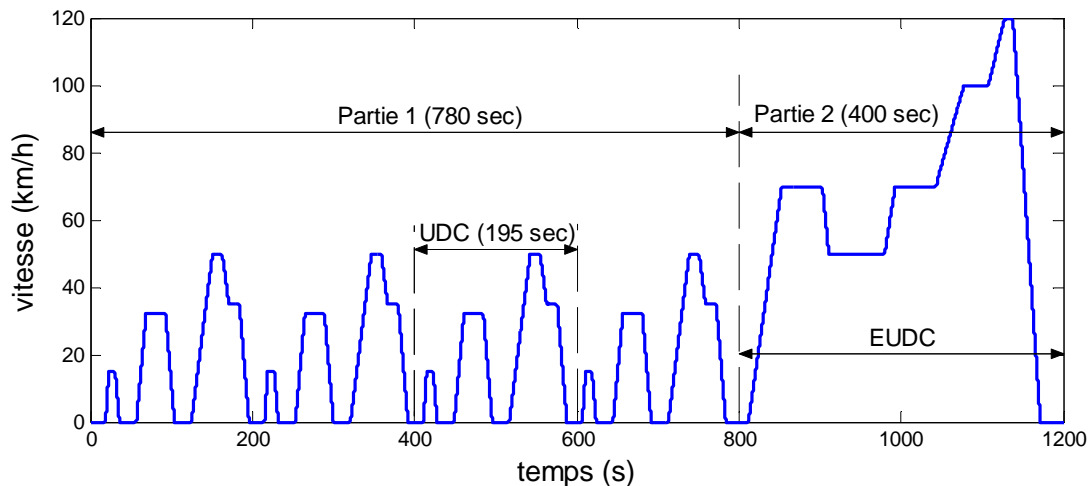


Figure 3.3. Nouveau Cycle Européen de Conduite (NEDC)

Le Nouveau Cycle Européen de Conduite représente un parcours mixte incluant quatre segments consécutifs de Cycle de Conduite Urbain (UDC – urban drive cycle) suivis par un segment du Cycle de Conduite Extra Urbain (EUDC – extra urban drive cycle). L'UDC a été développé pour représenter les conditions de fonctionnement en ville, par exemple Paris ou Rome. Il est caractérisé par une vitesse basse du véhicule, une faible sollicitation du moteur et donc, une faible température des gaz d'échappement. Le segment EUDC a été ajouté après le quatrième cycle UDC pour considérer un mode de conduite plus dynamique avec une vitesse moyenne et de pointe supérieure.

Pour les Etats-Unis, le cycle le plus commun est le FUDS (Federal Urban Driving Schedule) [Chan 2001, p.46]. A l'origine il a été développé pour évaluer les émissions nocives des véhicules à moteur thermique. Il est basé sur une étude statistique du trafic à Los Angeles. Aujourd'hui, il est largement utilisé pour évaluer les consommations en carburant dans les conditions de trafic urbain. Dans la littérature, on le retrouve également sous le nom de « FTP 75 urban » (FTP - Federal Test Procedure) [Ehsani 2005, p.111], et UDDS⁶³. Par contre, le FHDS (Federal Highway Driving Schedule) a été développé pour représenter la conduite entre les différents états (cross-country) des Etats-Unis. Il est parfois aussi nommé « FTP 75 highway » [Ehsani 2005, p.112]. Ces cycles sont présentés sur la Figure 3.4, la vitesse étant exprimée en km/h (1miles = 1,6Km).

⁶³ UDDS - Urban Dynamometer Driving Schedule, c'est une variante du FUDS où la première partie à grande vitesse est ajoutée de nouveau à la fin, voir le site web: www.epa.gov/otaq/sftp.htm#cycles

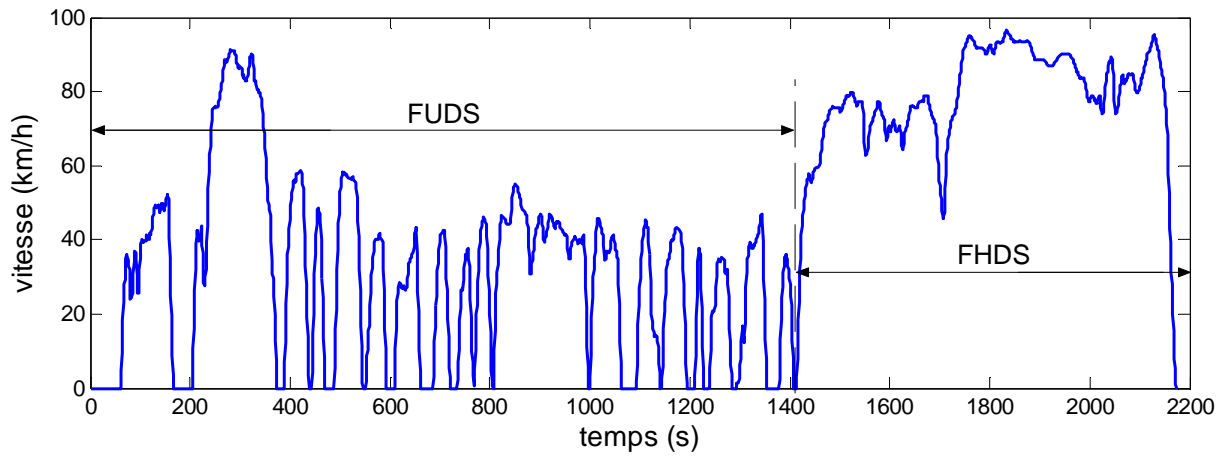


Figure 3.4. FUDS & FHDS

Le Tableau 5 répertorie quelques caractéristiques typiques des cycles présentées sur la Figure 3.3 et la Figure 3.4. La vitesse moyenne est calculée en tenant compte des arrêts.

Tableau 5. Caractéristiques des cycles UDC, EUDC, FUDS et FHDS

Caractéristiques du cycle	UDC	EUDC	FUDS	FHDS
Distance (km)	1.013	6.955	11.989	16.505
Durée (s)	195	400	1370	765
Vitesse moyenne (km/h)	18.7	62.6	31.53	77.67
Vitesse maximale (km/h)	50	120	91	96

D'autres cycles de vitesse peuvent être facilement ajoutés afin d'inclure des fonctionnements spécifiques.

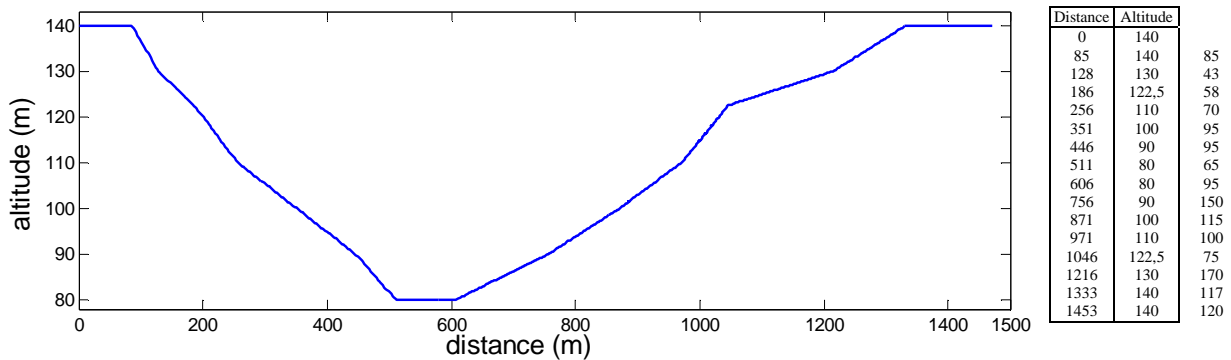


Figure 3.5. Exemple de profil d'élévation: Altitude en fonction de la distance

Un profil d'élévation peut être associé à un cycle de fonctionnement. Un exemple de profil d'élévation est présenté sur la Figure 3.5. Il représente l'altitude du terrain en fonction de la distance parcourue. La pente que le véhicule doit monter où descendre peut être calculée à partir d'un tel profil pour être après intégré au calcul. Cet exemple montre une situation spécifique rencontrée lors d'une étude sur un kart électrique où l'altitude diminue de 140m à 80m sur une distance de 426 m puis remonte à 140m sur une distance de 727m. Dans ces conditions l'influence du dénivelé sur les performances du véhicule est primordiale.

Le profil d'élévation comporte une information complémentaire qui s'ajoute à celles du cycle de fonctionnement pour former ainsi l'ensemble complet des performances et contraintes imposées au véhicule par le conducteur et le milieu extérieur.

Ces performances dynamiques imposées au véhicule permettent de concevoir la chaîne de traction non seulement pour certains points du fonctionnement maximaux mais aussi pour l'ensemble des fonctionnements recherchés.

3.1.2. Dynamique du véhicule

La deuxième partie du modèle dynamique, décrivant la dynamique du véhicule [BOSCH 2004, p.418], reçoit les performances imposées au véhicule par le cycle et le profil d'élévation et fournit la puissance à la roue P_v qui peut s'exprimer par :

$$P_v = C_T \cdot \Omega_{roue} \quad (3.2)$$

Le couple de traction total C_T et la vitesse de rotation de la roue Ω_{roue} sont calculés directement à partir de la force de traction du véhicule F_T et de sa vitesse imposée v :

$$\begin{cases} C_T = F_T \cdot r \\ \Omega_{roue} = \frac{v}{r} \end{cases} \quad (3.3)$$

où r est le rayon de la roue.

L'énergie nécessaire au déplacement du véhicule E_v est calculée à travers le comportement dynamique de la voiture décrit par les équations classiques de la mécanique.

$$E_v = \int_0^t P_v \cdot dt \quad (3.4)$$

Ces équations prennent en compte les coefficients spécifiques du véhicule étudié et les performances dynamiques imposées. D'après la deuxième loi de Newton, l'accélération a du véhicule peut être décrite par :

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{F_T - F_R}{\delta \cdot M} \quad (3.5)$$

ou, F_R est la force totale de résistance à l'avancement du véhicule et M la masse totale du véhicule. δ est un coefficient intervenant sur la masse qui prend en compte l'effet des masses en rotation dans la chaîne de traction et sera détaillé au § 3.1.2.4.

De part l'orientation du modèle de conception (voir 2.2.7 et 2.3.5.3), l'accélération a est une donnée du problème et peut être utilisée pour calculer la force totale de traction du véhicule F_T . La relation (3.5) devient :

$$F_T = F_R + \delta \cdot M \cdot a = F_R + F_{acc} \quad (3.6)$$

La relation (3.6) montre un des avantages liés à l'orientation inverse du modèle de conception. En effet, le modèle dynamique ne réclame pas la résolution d'une équation différentielle, comme dans le cas de la simulation décrite par (3.5).

Comme présenté dans la Figure 3.6, la force de résistance totale à l'avancement du véhicule F_R représente la somme de 3 forces résistantes, c'est-à-dire : la force de roulement F_{roul} , la force due à la pente F_{prof} et la force de résistance aérodynamique F_{aero} . Pour obtenir la force de traction F_T , il faut ajouter à la force de résistance la force d'accélération F_{acc} apparue dans (3.6). Cette force d'accélération peut être vue comme la force nécessaire pour vaincre l'inertie du véhicule et donc permettre l'accélération du véhicule.

Ainsi, l'effort total nécessaire F_T pour vaincre la résistance à l'avancement et accélérer le véhicule est de la forme :

$$F_T = F_{roul} + F_{prof} + F_{aero} + F_{acc} \quad (3.7)$$

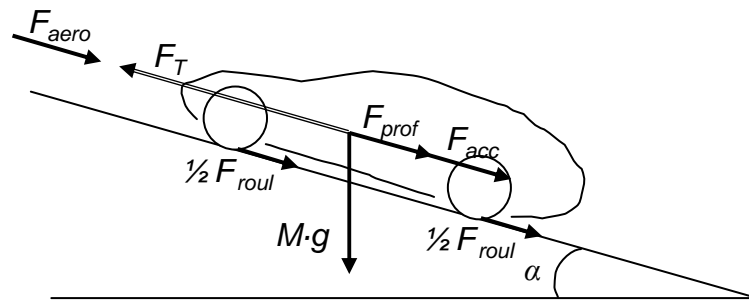


Figure 3.6. Les forces sur le véhicule

3.1.2.1. Force de Roulement

La force de résistance au roulement F_{roul} est liée à la masse du véhicule M (kg), à l'accélération gravitationnelle g (9,81 m/s²) et à un coefficient de résistance au roulement C_r :

$$F_{roul} = \text{sign}[v] \cdot M \cdot g \cdot C_r \quad (3.8)$$

La force de roulement apparaît sur tout objet roulant [Wiki Crr]. Dans le cas du véhicule, elle est due à la déformation de la roue ou du pneu et à l'état de surface de la route [Husain 2003, p.24]. C'est une force qui s'oppose toujours au déplacement.

Dans un pneu en repos, la force normale à la route équilibre le poids du véhicule au niveau du contact roue/sol. Quand le véhicule roule, les deux forces ne sont plus alignées à cause de la déformation du pneu. La Figure 3.7 montre le décalage créé par la force de roulement qui produit un couple résistant à la roue.

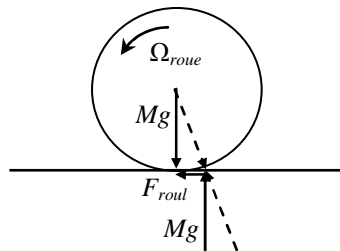


Figure 3.7. La force de roulement sur la roue

Les facteurs qui affectent la résistance au roulement sont : le type de pneu, la pression des pneus, la température des pneus, la vitesse du véhicule, le revêtement routier, la matière du pneu et le niveau de couple transmis. Parmi ces facteurs, le type de pneu et la pression des pneus sont souvent les plus significatifs. Comme le C_r est proportionnel à la superficie de contact pneu/sol, un pneu plus petit minimise sa valeur, mais en même temps diminue l'adhérence de la roue. Le coefficient C_r pour les pneus radiaux montés habituellement sur nos voitures, est d'environ 0,013. Ce coefficient augmente lorsque la pression diminue. Pour la traction électrique Michelin a développé des pneus dits "verts" d'une valeur de seulement 0,007, soit environ la moitié d'un pneu classique. [Chapoulie 1999, p.41]

La résistance au roulement peut être minimisée en maintenant les pneus bien gonflés afin de réduire sa déformation. Plus d'informations sur les valeurs numériques du coefficient de résistance au roulement se trouve en Annexe 3.1.

3.1.2.2. Force due au profil de la route

La force liée au profil de la route F_{prof} est la force nécessaire à un véhicule de masse M pour vaincre une pente p . Pour caractériser le profil de la route sur un parcours donné, il faut cartographier la pente en fonction de la distance parcourue. Ensuite, grâce à la vitesse, la distance est déterminée ce qui permet de déduire la valeur de la pente à chaque instant.

$$F_{prof} = M \cdot g \cdot \sin \alpha \quad (3.9)$$

ou, α représente l'angle de la pente. Pour simplifier les calculs, $\sin(\alpha)$ est souvent remplacé par la pente, pour de faibles valeurs [MultonE3996], p.3], [Chapoulie 1999, p.42], [Ehsani 2005, p.27] :

$$F_{prof} \approx M \cdot g \cdot p \quad \text{pour} \quad p \leq 20 \% \quad (3.10)$$

La pente en % est définie comme l'élévation verticale en mètres pour une distance horizontale de 100 mètres. Si y représente l'élévation verticale, la pente p (%) est donnée par la relation suivante :

$$p (\%) = \frac{y (m)}{100 (m)} \cdot 100 (\%) = y \quad (3.11)$$

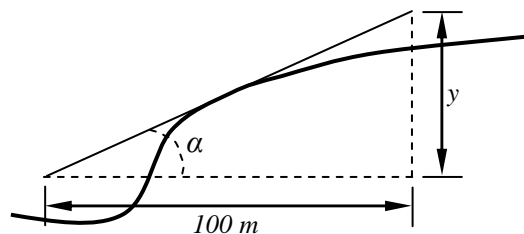


Figure 3.8. La pente sur la route

Mais, la pente utilisée dans (3.10) pour calculer la force due au profil ne sera pas considérée en %. Elle est définie par la tangente de l'angle α :

$$p = \tan \alpha = \frac{y (m)}{100 (m)} \approx \sin \alpha \quad (3.12)$$

La force due au profil routier peut s'écrire :

$$F_{prof} = M \cdot g \cdot \sin(\arctan p) \quad (3.13)$$

Ainsi, la force du profil estimée par la relation (3.10) fait l'approximation que la tangente est équivalente au sinus, ce qui est juste pour les faibles valeurs de la pente comme présentée sur la Figure 3.9. Pour une pente de 20% l'erreur commise est de 6%, et seulement de 1,5% pour une pente de 10%.

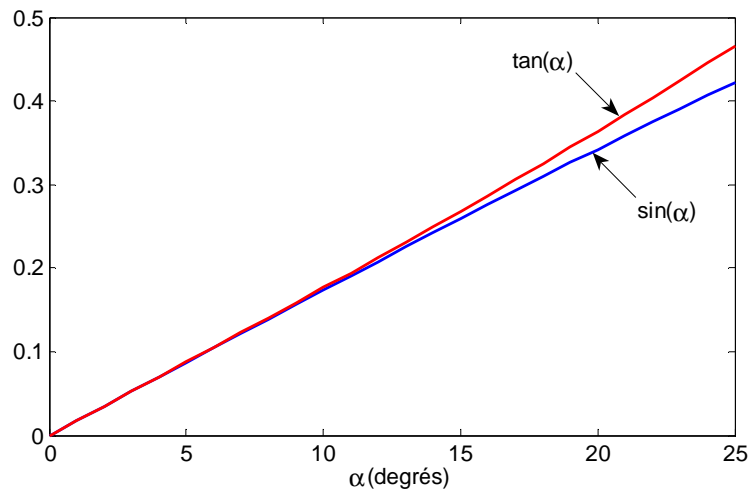


Figure 3.9. Approximation du sinus par la tangente pour des valeurs faibles de la pente

La pente est positive pour une montée et négative pour une descente. Cela fait que la force devient positive en montée et s'oppose à l'avancement du véhicule, et devient négative en descente et s'ajoute à la force de traction.

3.1.2.3. Force de résistance aérodynamique

La force de résistance aérodynamique F_{aero} est proportionnelle à la densité volumique de l'air ρ , à la section frontale du véhicule S_f (m²), au coefficient de pénétration dans l'air C_x (*drag coefficient* - C_d dans la littérature anglo-saxonne), à la vitesse du véhicule v (m/s) et à la vitesse du vent v_v (m/s) qui est positive dans le sens inverse de v et négative dans le sens de v .

$$F_{aero} = \text{sign}[v] \cdot (0,5 \cdot \rho \cdot C_x \cdot S_f \cdot (v + v_v)^2) \quad (3.14)$$

En général ρ est pris égal à 1,23 kg/m³ bien qu'il dépende de l'altitude et de la température. D'autre part, le coefficient de pénétration dans l'air C_x change de manière significative, s'étendant de 0,2 à 1,5 suivant le type de véhicule⁶⁴. Par exemple pour les voitures avec un C_x amélioré, la valeur de C_x est de l'ordre de 0,2 à 0,3, les voitures de tourisme de 0,3 à 0,5, les fourgons de 0,5 à 0,6, les autobus de 0,6 à 0,7, et les camions de 0,8 à 1,5 (voir Annexe 3.2 pour plus de détails).

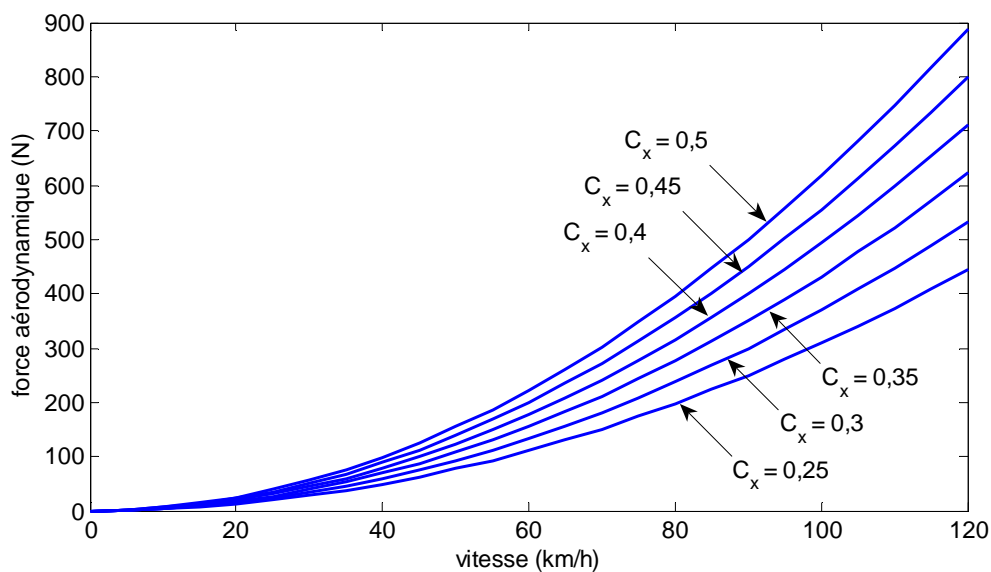


Figure 3.10. Force aérodynamique en fonction de la vitesse pour différentes valeurs du C_x

⁶⁴ Voir http://en.wikipedia.org/wiki/Drag_coefficient pour des exemples typiques.

Pour les véhicules particuliers la section frontale S_f peut être approximée⁶⁵ à partir de la largeur et de la hauteur du véhicule ou à partir de sa masse. En effet, la section frontale varie entre 79-84% par rapport à la surface donnée par le produit entre la largeur et la hauteur du véhicule. Par contre, basé sur les données des véhicules particuliers avec une masse entre 800 et 2000kg, la relation entre la section frontale S_f et la masse M peut être approximée par la relation [Wong 2001, p.211] :

$$S_f = 1,6 + 0,00056 \cdot (M - 765) \quad (3.15)$$

Environ 60% de la puissance nécessaire pour rouler sur l'autoroute est utilisée pour surmonter la résistance aérodynamique qui augmente très rapidement avec la vitesse. Par conséquent, un véhicule avec une aérodynamique sensiblement meilleure sera plus économe en consommation de carburant [Wiki Cd]. La Figure 3.10 représente la variation de la force aérodynamique en fonction de la variation du coefficient C_x entre 0,25 et 0,5 pour une plage de valeurs de la vitesse de véhicule de 0 à 120 km/h. Ces courbes montrent que pour une vitesse de 120 km/h un C_x de 0,4 augmente la force de résistance aérodynamique de 33% par rapport à un C_x de 0,3. Les paramètres considérés pour tracer la Figure 3.10 sont présentés dans le Tableau 6.

Tableau 6. Paramètres de simulation

Symbole	Description	Unité	Valeurs
M	Masse du véhicule	(kg)	1150
C_r	Coefficient de résistance au roulement	(/)	0,015
C_d	Coefficient de pénétration dans l'air	(/)	0,32
S_f	Section frontale du véhicule	(m ²)	2,5
v	Vitesse du véhicule	(m/s)	cycle
v_v	Vitesse du vent	(m/s)	0
g	Gravitation	(m/s ²)	9,81
α	L'angle de la pente	(degré)	0
ρ	Densité volumique de l'air	(kg/m ³)	1,28
r	Rayon des pneumatiques	(m)	0,33

3.1.2.4. Force due à l'accélération

La force due à l'accélération assure le comportement dynamique souhaité par le conducteur. Cette force est obtenue par le produit entre la masse M de la voiture, l'accélération a imposée par le conducteur et un coefficient δ .

$$F_{acc} = \delta \cdot M \cdot a = F_T - (F_{roul} + F_{prof} + F_{aero}) = F_T - F_{res} \quad (3.16)$$

δ est un coefficient sans dimension, légèrement supérieur à 1, qui augmente la masse du véhicule proprement dite afin de prendre en compte l'inertie des masses en rotation telles que les roues, les engrenages, les axes et les rotors des moteurs électriques. La variation de ce coefficient est de 1,01 à 1,4 d'après [Chan 2001, p.42] et de 1,08 à 1,1 d'après [Husain 2003, p.25]. Il est de 1,1 à 1,3 pour une locomotive et de 1,04 pour une rame TGV ou Eurostar [Provoost D5501, p.3]. Pour les véhicules particuliers le coefficient δ peut être calculé en utilisant une relation empirique [Wong 2001, p.252]:

$$\delta = 1,04 + 0,0025 \cdot gr^2 \quad (3.17)$$

Le terme 1,04 dans l'équation (3.17) représente la contribution de l'inertie en rotation des roues du véhicule. Le deuxième terme représente la contribution des autres composants qui tournent à la vitesse du moteur, ou gr est le rapport de réduction global rapporté aux roues.

⁶⁵ Voir également l'Annexe 3.2 pour quelques exemples.

Lors d'une phase d'accélération le coefficient a est positif et négatif lors d'une décélération.

Comme les forces d'inertie (accélération et gravitation) sont réversibles, l'énergie liée à la force due à la pente F_{prof} et la force d'accélération F_{acc} peut être récupérée si la motorisation et les sources sont réversibles.

3.1.2.5. Performances dynamiques imposées à la chaîne de traction

Le modèle décrivant la dynamique du véhicule, détaillé ci-dessus, permet de calculer l'énergie nécessaire au déplacement du véhicule E_v grâce à l'équation (3.4). Cette énergie représente les performances dynamiques imposées à la chaîne de traction en termes de couple et de vitesse. Un tel exemple est illustré sur la Figure 3.11, qui présente le couple et la puissance instantanée correspondante au cycle européen NEDC (voir Figure 3.3) et aux données du Tableau 6.

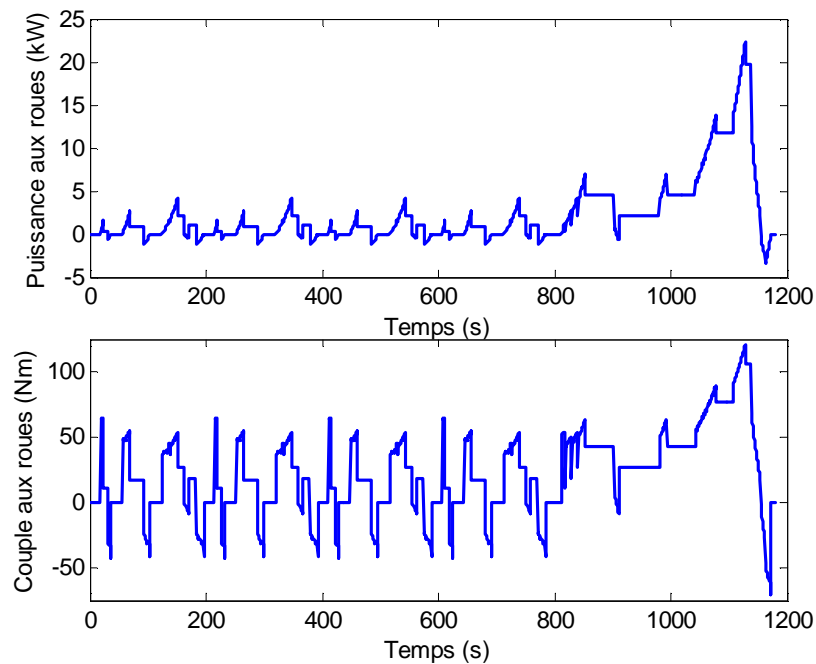


Figure 3.11. Les performances dynamiques aux roues du véhicule pour le cycle NEDC

Ainsi, un module de calcul a été développé sur la base des équations de la dynamique du véhicule, afin de déterminer rapidement la puissance nécessaire pour un point de fonctionnement en régime permanent. Ce module, dont l'interface graphique est présentée sur la Figure 3.12, permet de déterminer la puissance nécessaire à un véhicule pour rouler à une vitesse stabilisée. De plus, à partir de la donnée d'une accélération constante, il permet le calcul de la force nécessaire pour avoir cette accélération à une vitesse donnée.

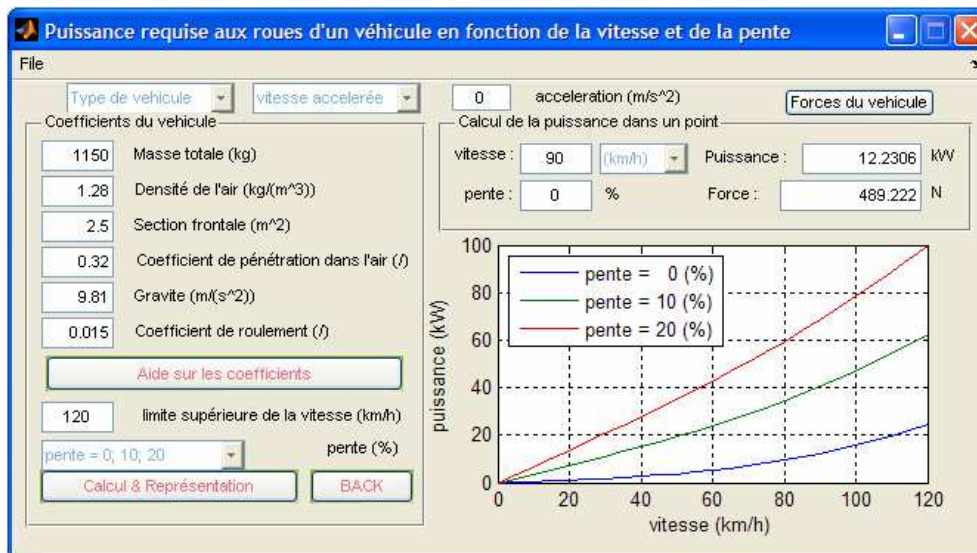


Figure 3.12. L'interface graphique du module de calcul de la dynamique du véhicule. Détermination de la puissance aux roues pour différents types de véhicules roulant à une vitesse stabilisée

La Figure 3.13 présente l'évolution de la puissance nécessaire aux roues, calculée avec (3.2) pour rouler à une vitesse stabilisée avec un véhicule défini par les paramètres du Tableau 6, pour un fonctionnement à plat et pour une pente entre 5 et 20 %.

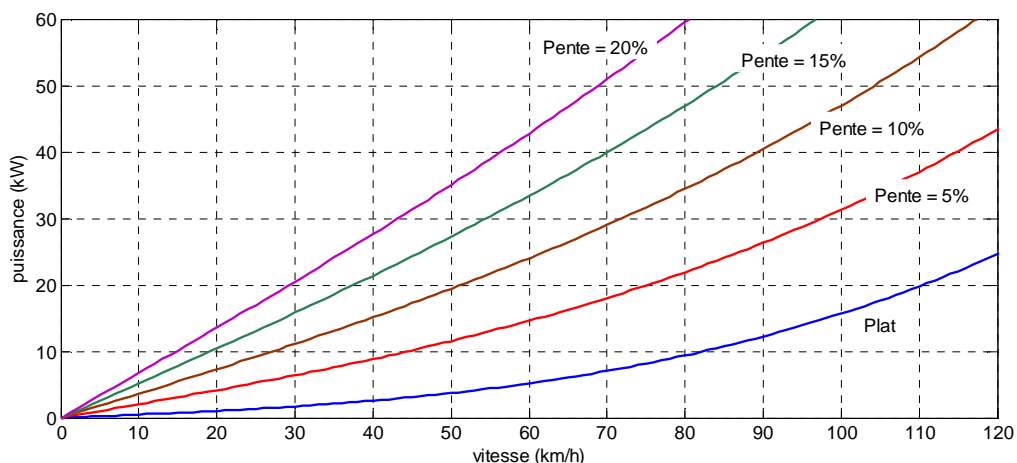


Figure 3.13. Puissance requise aux roues pour une automobile urbaine à vitesse stabilisée

Cette figure montre une puissance directement dépendante de la vitesse du véhicule et de la pente. Ainsi, pour rouler à plat à une vitesse constante de 90km/h la puissance nécessaire est de 12kW (25kW à 120km/h). Pour une même vitesse sur une pente de 10%, la puissance nécessaire est de l'ordre de 40kW (62kW pour 120km/h), comme le montre les Figure 3.12 et Figure 3.13. Par contre, l'effort maximal est directement lié au démarrage en forte pente. Ainsi, un démarrage avec une pente de 20% nécessite une force totale à la roue de 2425N.

Si des accélérations importantes sont souhaitées, il faut accroître la puissance impulsionnelle. Ainsi, si 50km/h à plat requière 3,7kW, une accélération de 1m/s² dans les mêmes conditions nécessite 16kW supplémentaires.

Un véhicule urbain classique requiert une puissance maximale de 20 à 40kW en régime intermittent et 10kW en régime permanent. Par contre, un véhicule routier nécessite entre 40 et 60 kW en régime permanent (déplacement autoroutier) [MultonE3996], [Multon95-96].

3.1.3. Modèle de la chaîne de traction – approche énergétique

Une fois les performances de la chaîne de traction déterminées, le modèle de la chaîne de traction répartit ces performances aux composants ce qui détermine à son tour les performances individuelles des composants. Pour cela, la chaîne de traction doit contenir au minimum un modèle énergétique de chaque composant.

Le modèle du réducteur, du moteur électrique et de la batterie, avec une attention particulière sur le moteur électrique, sont présentés ci-dessous.

3.1.3.1. Réducteur et transmission

La transmission mécanique relie les moteurs électriques aux roues motrices. Il s'agit d'adapter la vitesse et le couple du moteur aux exigences fonctionnelles du véhicule.

Trois familles de réducteurs sont classiquement utilisées dans les véhicules : rapport fixe, rapport variable discret et rapport continûment variable.

Ces éléments ne sont pas indispensables dans la chaîne de traction. En effet, ils sont complètement supprimés dans la solution à entraînement direct. Cependant, du point de vue concepteur, le réducteur est un élément très important permettant souvent une économie conséquente sur la masse du moteur dont les dimensions sont déterminées principalement par le couple à fournir.

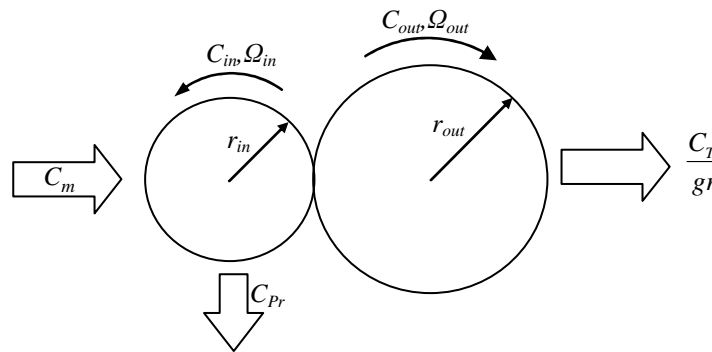


Figure 3.14. Le mécanisme du réducteur

Les équations régissant le fonctionnement du réducteur font intervenir le rapport de réduction gr et le couple de pertes de la transmission C_{Pr} . Ainsi, le couple moteur C_m (Nm) et la vitesse de rotation moteur Ω_m (rad/s) est déterminé à partir des performances demandées à la chaîne de traction (couple C_T et vitesse Ω_T à la roue) par les relations suivantes :

$$\Omega_m = \Omega_r \cdot gr \quad gr = \frac{r_{out}}{r_{in}} > 0 \quad (3.18)$$

$$C_m = \frac{C_T}{gr} + C_{Pr} \quad (3.19)$$

3.1.3.2. Moteur électrique - Approche énergétique par surfaces de rendement

Les moteurs électriques sont souvent dimensionnés pour un point de fonctionnement unique : le point de fonctionnement nominal. De part l'évolution des technologies, la vitesse variable est de plus en plus utilisée, répondant aux besoins actuels. Dans le domaine des véhicules automobiles à traction électrique, le moteur de traction fonctionne nécessairement sur une large plage de variations de vitesse et de couple. C'est-à-dire dans un domaine de vitesse et de couple défini en fonction du parcours désiré et non plus pour un point nominal unique de fonctionnement. De ce fait, la connaissance des performances du moteur en tous points (couple, vitesse) est absolument nécessaire. Une telle

information est disponible grâce à une surface de rendement construite à partir d'essais ou de relations analytiques.

Afin de souligner l'importance d'une telle surface par rapport à une simple valeur nominale de rendement, les résultats issus des simulations pour les quatre cycles du Tableau 5 sont présentés dans le Tableau 7. La surface de rendement utilisée est mesurée sur un moteur particulier, détaillé ci-dessous (Figure 3.17) et la valeur constante de rendement est la valeur nominale annoncée par le fabricant pour ce même moteur. Les valeurs utilisées dans la simulation sont présentées dans le Tableau 6.

Tableau 7. Estimation de la consommation d'énergie

Cycle	Avec surface (Wh)	Avec une valeur constante (Wh)	Erreur (%)
UDC	80,61	76,23	5,75
EUDC	867,6	1019	-14,85
FUDS	1129	1174	-3,83
FHDS	2114	2488	-15,0

La différence est réelle et varie avec le type de cycle. Par conséquent, on peut conclure que la représentation du rendement par une valeur constante n'est pas suffisante pour les machines fonctionnant à vitesse continûment variable. Ainsi, dans le cadre de l'optimisation d'une chaîne de traction, il est impératif d'utiliser la valeur exacte du rendement pour chaque point couple - vitesse. De plus, cette solution offre des degrés de libertés supplémentaires à l'optimisation en permettant la maximisation du rendement dans les régions les plus fréquemment sollicitées.

Le paragraphe suivant présente la détermination de la surface de rendement pour ce moteur électrique à partir d'essais. Une relation analytique est construite et ajustée aux données. Ce modèle est finalement utilisé pour estimer la consommation d'énergie du moteur.

3.1.3.2.1. Détermination expérimentale de la surface en régime statique

Plusieurs mesures ont été réalisées sur cinq machines différentes, avec ou sans variateur, afin d'établir pour chacune d'elles l'évolution du rendement en fonction du couple et de la vitesse. Un des essais, réalisé sur une machine asynchrone (MA_{sy}) est présenté sur la Figure 3.15 avec le banc utilisé. La MA_{sy} est un moteur industriel de 4kW ayant une vitesse nominale de 1440 t/min. L'ensemble du banc est représenté schématiquement sur la Figure 3.16.

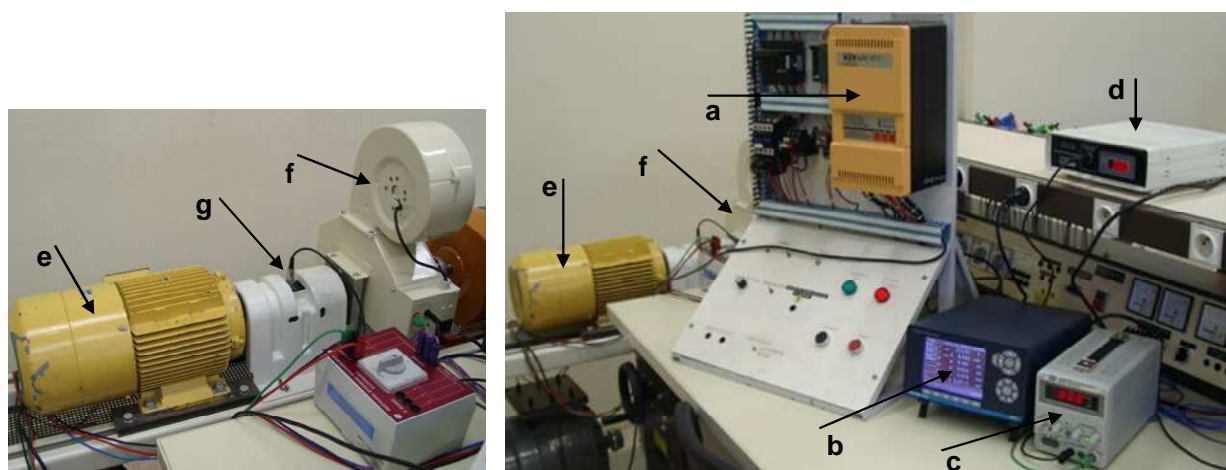


Figure 3.15. Banc d'essai : a) Variateur de vitesse; b) Wattmètre LEM; c) Source de tension pour le frein à poudre; d) Conditionneur pour le couplemètre; e) Moteur asynchrone; f) Frein à poudre; g) Couplemètre.

Le banc ainsi constitué, permet de maintenir la vitesse de rotation constante grâce au variateur de vitesse à commande vectorielle (Figure 3.15.a) qui asservit en vitesse la MA_{sy}. La charge est réalisée

par une machine à courant continu (MCC) débitant sur des résistances. Pour changer le couple de la MAsy, la valeur de ces résistances est modifiée. Pour des faibles valeurs de couple la MCC est remplacée par un frein à poudre (Figure 3.15.f).

L'essai consiste à fixer une vitesse grâce au variateur et à changer le couple sur l'arbre du moteur en modifiant la tension d'alimentation du frein à poudre grâce à la source de tension de la Figure 3.15.c. La valeur du couple est mesurée par le couplemètre. A chaque changement du couple, la vitesse de l'arbre du moteur reste constante grâce à la commande vectorielle. La puissance absorbée par la MAsy est mesurée par le Wattmètre LEM (Figure 3.15.b), et ceci malgré la présence d'un convertisseur de puissance.

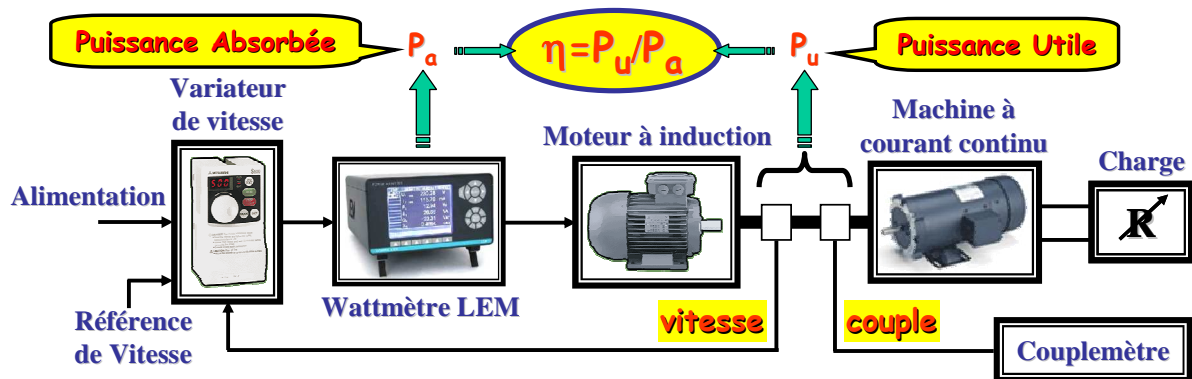


Figure 3.16. Schéma du banc d'essai

Le rendement $\eta = f(C, \Omega)$ est calculé comme le quotient de la puissance utile P_u par la puissance absorbée par la MAsy P_a (Figure 3.16). Les résultats de mesure sont présentés sur la Figure 3.17.a.

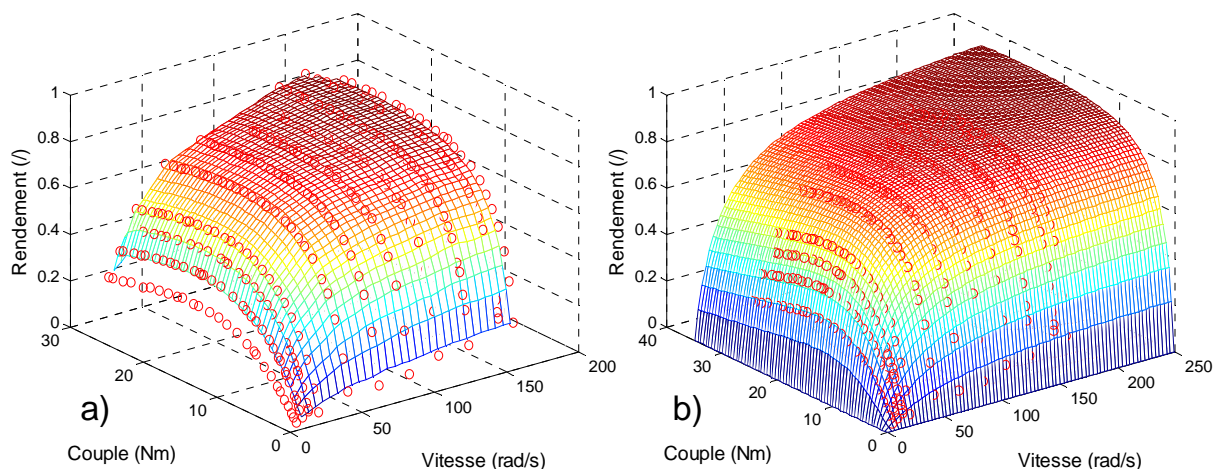


Figure 3.17. a) Les points issus des mesures ; b) Points de mesures et la surface de rendement bâtie à partir des relations analytiques.

Le rendement maximal mesuré (0,89678) apparaît pour une vitesse de 1500 tr/min et un couple de 18,3 Nm. A ce point, la valeur de la puissance absorbée est de 3214 W.

3.1.3.2.2. Détermination analytique

Afin d'obtenir le rendement du moteur en tous points, les mesures obtenues peuvent être utilisées sous la forme d'un tableau et d'une interpolation ou peuvent permettre l'ajustement d'une relation analytique.

Le premier cas représente la méthode la plus simple pour décrire le rendement d'un composant à partir de mesures. Toutefois, la détermination des points intermédiaires lors des simulations nécessite une interpolation voire une extrapolation en dehors du domaine de mesure (Figure 3.17.a).

Une relation analytique ayant une interprétation physique est souvent préférable à l'interpolation et nécessaire à l'extrapolation. Néanmoins, ce deuxième cas réclame un travail supplémentaire afin d'établir la relation analytique (Figure 3.17.b). L'avantage primordial d'une telle relation réside aussi dans le fait qu'elle peut être utilisée dans une démarche de conception, tandis que le premier cas est limité à la simulation. La conception étant notre centre d'intérêt, ce paragraphe détaille la description du rendement du moteur électrique en fonction du couple et de la vitesse à partir de relations analytiques. Deux aspects seront traités, le premier concerne la construction d'un modèle analytique, dans le but de modéliser une surface de rendement, le second concerne l'évolution de cette surface dans un processus de conception.

3.1.3.2.2. a) Relation analytique générale pour la simulation

Une représentation énergétique du moteur électrique est nécessaire pour le modèle dynamique global de la chaîne de traction (voir § 2.3.5.3). Il faut donc trouver une relation entre le rendement, le couple et la vitesse. Ainsi, le rendement peut s'écrire par la méthode des pertes séparées sous la forme classique :

$$\eta(C, \Omega) = \frac{C \cdot \Omega}{C \cdot \Omega + L(C, \Omega)} \quad (3.20)$$

où les différentes pertes sont estimées à partir du couple C , de la vitesse Ω et de coefficients constants représentatifs du moteur (voir $k_j, k_{ih}, k_{if}, \dots$ dans le Tableau 8).

Afin de déterminer une relation générale, il faut considérer les différentes sources de pertes au sein d'un moteur électrique. Quatre sources des pertes peuvent être identifiées dans une machine électrique : pertes Joule dans les conducteurs, pertes fer dans le circuit magnétique dues à la variation d'induction, pertes mécaniques dues à la construction de la machine et les pertes supplémentaires. Les pertes supplémentaires ont été considérées afin de fournir une limite physique nulle lorsque le couple et la vitesse tendent vers l'infini. L'évolution de ces pertes est représentée dans le Tableau 8.

Tableau 8. Les principales pertes du moteur électrique

Type des pertes	Relation	
Pertes Joule	$L_j = k_j \cdot C^2$	(3.21)
Pertes fer (dépendantes de la vitesse et du flux)		
Pertes par Hystérésis	$L_{ih} = k_{ih} \cdot \Phi^2 \cdot \Omega$	(3.22)
Pertes par courant de Foucault	$L_{if} = k_{if} \cdot \Phi^2 \cdot \Omega^2$	(3.23)
Pertes mécaniques (dépendantes de la vitesse)		
Pertes par frottements visqueux	$L_{mv} = k_{mv} \cdot \Omega^2$	(3.24)
Pertes par frottements secs	$L_{ms} = k_{ms} \cdot \Omega$	(3.25)
Pertes supplémentaires	$L_s = k_s \cdot C^2 \cdot \Omega^2$	(3.26)

A partir des relations (3.21) à (3.26), il est possible d'imaginer les pertes totale L d'un moteur sous forme d'un polynôme du 2nd degré:

$$L(C, \Omega) = k_a \cdot \Omega + k_b \cdot C + k_c \cdot C \cdot \Omega + k_d \cdot C^2 + k_e \cdot \Omega^2 + k_f \cdot C^2 \cdot \Omega + k_g \cdot C \cdot \Omega^2 + k_h \cdot C^2 \cdot \Omega^2 \quad (3.27)$$

Cette équation est très générale. Les coefficients constants k_a, k_b, \dots, k_h sont une combinaison des coefficients de pertes du Tableau 8. Cela ne rend pas toujours facile la détermination de chaque

coefficient réel des pertes et dans ce cas la relation ne peut pas être utilisée pour la conception⁶⁶. Cependant, une telle relation est idéale si le seul but est de modéliser le rendement d'un moteur à partir de données de mesures. Il suffit de disposer d'une surface de rendement sous forme de mesures et d'ajuster la relation (3.27) à ces points en cherchant les valeurs des coefficients k_a, k_b, \dots, k_h .

Les relations (3.20) et (3.27) peuvent être adaptées aux points de mesures de la Figure 3.17.a en utilisant des techniques d'ajustement. Nous avons utilisé la fonction « *lsqnonlin* » disponible dans la boîte à outils d'optimisation de MATLAB[®]. Ainsi, les coefficients k_a, k_b, \dots, k_h de la relation (3.27) sont déterminés. La surface obtenue est présentée sur la Figure 3.17.b avec les points issus des mesures. L'erreur d'ajustement déterminé par la formule (3.28) est de 1,7%, tous les coefficients étant positifs. η_i représente les valeurs de rendement au point mesuré, $\hat{\eta}_i$ les valeurs estimées avec (3.20) et (3.27). Ce résultat confirme l'intérêt de la relation (3.27) dans la représentation du rendement d'un moteur électrique à partir de points de mesure.

$$error = \sqrt{\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \left(\frac{\eta_i - \hat{\eta}_i}{\eta_i} \right)^2} \quad (3.28)$$

3.1.3.2.2. b) Relation analytique explicite pour la conception.

Si la relation *générale* (3.27) considérée s'applique bien pour la simulation (à partir de points des mesures), elle n'est pas adaptée à la conception. En effet, la conception exige une relation *explicite* avec les coefficients des pertes. Une telle relation permet alors de changer la forme de la surface lors de l'optimisation pour s'adapter aux performances exigées au véhicule. Ensuite, les liens existant entre les pertes et les dimensions géométriques du moteur permettent de définir totalement le composant moteur.

Pratiquement, par rapport à la structure du modèle de conception présenté dans § 2.3.5, notamment la Figure 2.16, la relation analytique (3.27) constitue le modèle du moteur en dynamique. En effet, les coefficients constants des pertes sont fournis par le modèle de dimensionnement, puis utilisés afin de définir la surface de réponse du rendement dans le modèle dynamique du système. La transition des coefficients se fait par le lien C (Figure 2.16).

Cependant, des simplifications peuvent être faites afin de faciliter la description du modèle dynamique. Ainsi, au lieu d'identifier les coefficients constants et de les envoyer par le lien C, il est plus aisé de calculer les pertes à partir de leurs valeurs au point nominal, car cette information est plus fréquemment accessible. Ainsi, les valeurs des pertes calculées par le programme de dimensionnement pour le point nominal seront utilisées comme référence pour déterminer les pertes en dynamique. Cette approche est particulièrement pratique dans le cas où le modèle de dimensionnement est une boîte noire⁶⁷. Dans ce cas, les relations (3.21), (3.22) et (3.26) deviennent :

$$L_j(t) = L_j^* \cdot \left(\frac{T(t)}{T^*} \right)^2 \quad (3.29)$$

$$L_{ih}(t) = L_{ih}^* \cdot \frac{\Omega(t)}{\Omega^*} \quad (3.30)$$

$$L_s(t) = L_s^* \cdot \left(\frac{T(t)}{T^*} \right)^2 \cdot \left(\frac{\Omega(t)}{\Omega^*} \right)^2 \quad (3.31)$$

⁶⁶ Afin de l'utiliser pour la conception la signification physique des coefficients constants doit être connue étant donné que ce sont eux qui définissent les caractéristiques du moteur à concevoir.

⁶⁷ Boîte Noire - Modèle dont on connaît parfaitement la fonction et l'utilisation, mais dont le fonctionnement interne n'est pas censé concerner l'utilisateur. C'est le contraire de la boîte blanche.

où les L^* sont les valeurs des pertes au point nominal.

Dans le cas où le flux varie (3.22) il sera également pris en compte et la relation (3.30) devient :

$$L_{ih}(t) = L_{ih}^* \cdot \left(\frac{\Phi(t)}{\Phi^*} \right)^2 \cdot \frac{\Omega(t)}{\Omega^*} \quad (3.32)$$

L'idée de récupérer la valeur des pertes au point nominal évite l'identification des coefficients des pertes et permet le même type de manipulation de la surface. C'est une manière commode de déterminer les performances dynamiques d'un moteur. Ce type de manipulation est utilisé dans l'application présentée plus loin dans le chapitre 5.

Ainsi, il est possible d'utiliser deux relations différentes pour les deux types d'activités : une relation générale pour la simulation et une relation explicite pour la conception. Dans le premier cas, les coefficients sont déterminés à partir de points des mesures. Par contre, dans le second cas les coefficients sont trouvés lors du processus d'optimisation. Le Tableau 9 résume les considérations apportées sur la simulation et la conception par relation analytique.

Tableau 9. Comparaison entre la simulation et la conception par relation analytique

	Simulation	Conception
Eléments fixés	Le moteur, les points issus des mesures	Type du moteur (pas les dimensions).
Relation analytique utilisée	implicite	explicite
Coefficients des pertes sont sans signification physique.	... avec signification physique.
Les coefficients sont ajustés pour	s'adapter aux points des mesures, former la relation spécifique et décrire le moteur.	s'adapter aux performances globales exigées de la chaîne de traction et à l'optimisation.
les coefficients sont changés avant d'être utilisés pour la simulation.	... pendant le processus de conception.
Lors du processus, la surface de rendement est invariante.	... change de forme.
Sens du processus	Les <i>coefficients</i> sont recherchés afin de construire la <i>surface</i> .	La <i>surface</i> est changée afin de trouver les <i>coefficients</i> optimaux.

3.1.3.2.3. Validation expérimentale en fonctionnement dynamique

Afin de valider l'approche de modélisation par surface de rendement pour l'évaluation de la consommation énergétique d'un moteur électrique, plusieurs essais ont été réalisés pour plusieurs cycles de fonctionnement. Les résultats des essais sont ensuite comparés avec les simulations où le moteur électrique est modélisé par la surface de rendement de la Figure 3.17.b. Par conséquent, les valeurs du rendement sont connues en tout point de la trajectoire suivie, comme le montre la Figure 3.18.

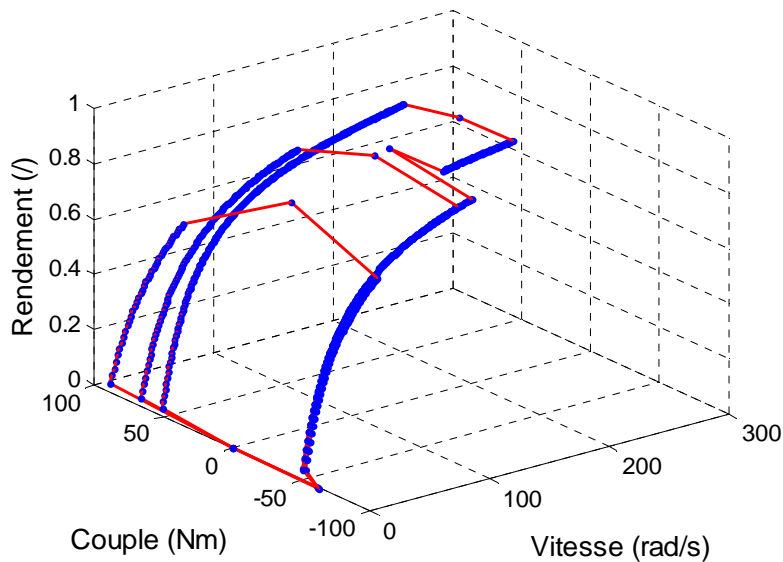


Figure 3.18. Trajectoire suivie par le rendement du moteur $\eta_m(E_r)$ pour le cycle UDC

Le schéma expérimental est présenté dans la Figure 3.19 et le schéma de simulation dans la Figure 3.20.

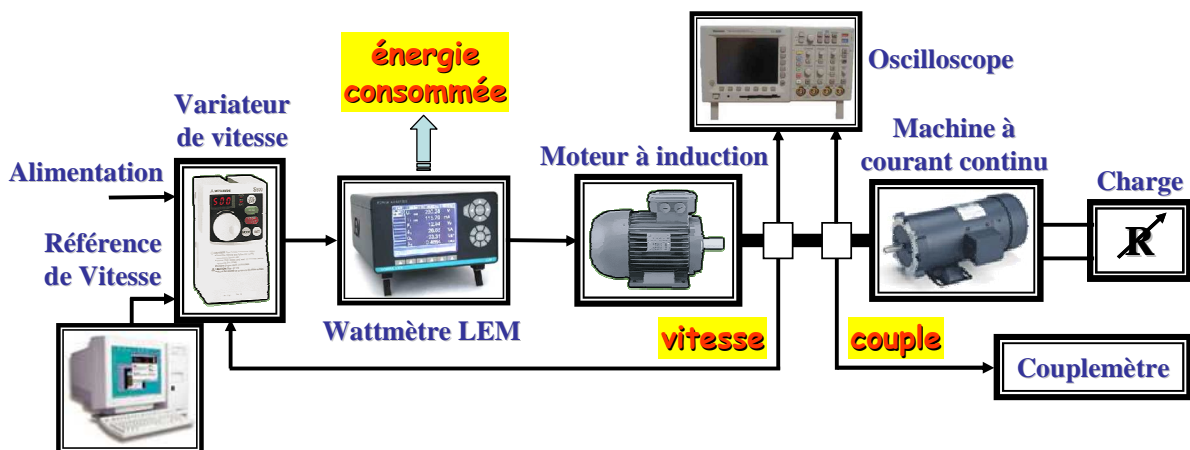


Figure 3.19. Le schéma d'essai

Les cycles de fonctionnement utilisés sont ceux du Tableau 5, adaptés au moteur à induction de 4kW (Figure 3.15.e). Une interface spécifique a été développée sous le logiciel LabView® afin de piloter le variateur de vitesse qui alimente le moteur électrique. Le couple est fourni par un moteur à courant continu débitant sur des résistances. Le couple et la vitesse imposés au moteur à induction sont mesurés et enregistrés par un oscilloscope numérique. L'énergie consommée par le moteur est mesurée par un Wattmètre LEM (voir la Figure 3.19 et la Figure 3.15.b). Le couple et la vitesse mesurée sont utilisés comme des entrées de simulation afin de garantir les mêmes conditions de fonctionnement. Ensuite, l'énergie consommée par le moteur est comparée à celle calculée par le modèle.

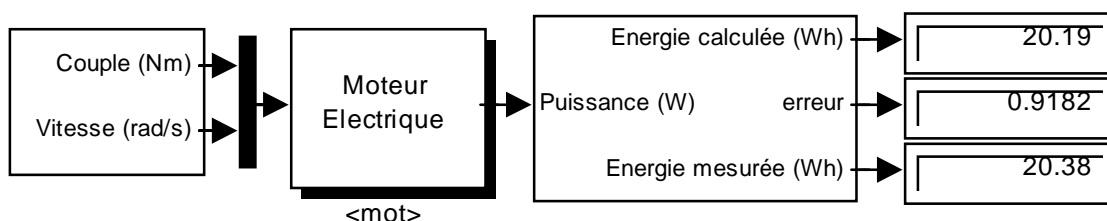


Figure 3.20. Schéma du simulateur

L'énergie issue des mesures et des simulations, ainsi que l'erreur pour quatre cycles sont présentés dans le Tableau 10.

Tableau 10. Résultats pour la validation de la surface

Cycle	Energie mesurée (Wh)	Energie calculée (Wh)	Erreur (%)
UDC	11.04	10.57	4.214
EUDC	20.38	20.19	0.9182
FUDS	16.01	15.5	3.155
FHDS	30.47	30.24	0.7532

Le Tableau 10 présente l'erreur entre l'énergie mesurée et calculée, inférieure à 5 %. Les écarts proviennent principalement des conditions des mesures, comme des variations brutales de couple lors des départs et des arrêts.

Il peut être conclu que la surface de rendement bâtie à partir des relations (3.20) et (3.27) donne une évaluation précise de la consommation énergétique du moteur en dynamique, compatible à l'application véhicules électriques.

3.1.3.2.4. Critère d'optimisation énergétique du moteur électrique en régime dynamique

Comme présenté dans le § 3.1.3.2.2, lorsque la relation analytique de rendement est utilisée pour la conception, les coefficients des pertes varient. Après l'optimisation, ils définissent la forme optimale de la surface de rendement et donc un moteur optimal du point de vu énergétique.

Même s'il est possible de modifier la relation analytique du rendement afin d'imposer *directement* le point maximal de rendement pour une valeur couple-vitesse souhaitée, il est plus efficace de laisser le processus d'optimisation réaliser l'adaptation. Ainsi, la surface s'ajuste automatiquement et le plus possible au cycle de fonctionnement. Cela garantit que rendement maximal sur le parcours considéré, c'est à dire aux points de fonctionnement les plus utilisés.

Afin de donner un exemple de ce processus, considérons le cycle EUDC (voir Tableau 5), un véhicule ayant les paramètres du Tableau 6 et une surface de rendement prenant en compte le régime moteur et générateur. L'exemple montre l'intérêt de l'ajustement de la surface de rendement à un cycle de fonctionnement.

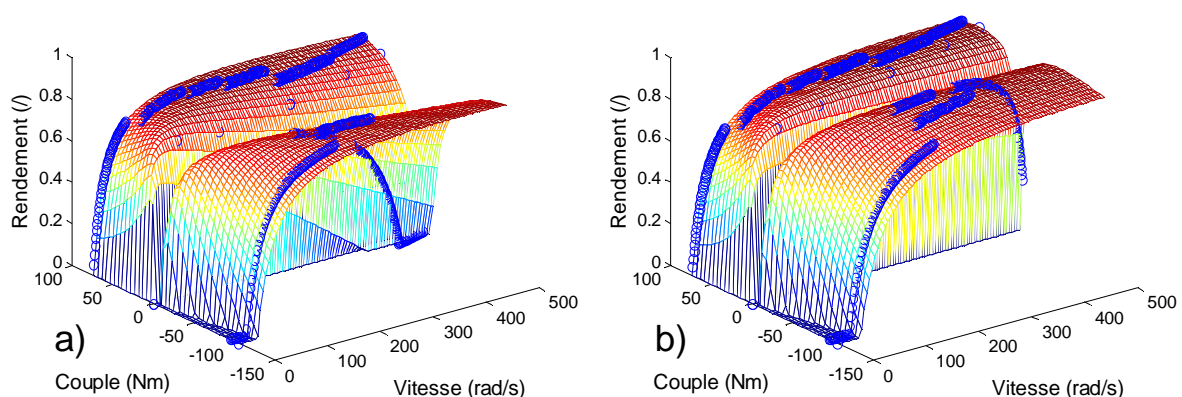


Figure 3.21. La surface de rendement et le cycle de fonctionnement :
a) Avant optimisation ; b) Après optimisation.

La relation des pertes est construite par la somme de pertes présentées dans le Tableau 8. Ensuite, les pertes sont utilisées pour calculer le rendement en régime moteur par (3.20) et en régime génératrice par la relation classique :

$$\eta_G(C, \Omega) = \frac{C \cdot \Omega - L(C, \Omega)}{C \cdot \Omega} \quad (3.33)$$

Les valeurs des coefficients de pertes pour le point initial sont présentées dans le Tableau 11. La surface de rendement correspondante est présentée sur la Figure 3.21.a. Cette surface est construite à partir des mesures sur un moteur réel, comme présenté dans § 3.1.3.2.2. a). L'optimisation est lancée afin de maximiser le rendement du moteur sur le cycle tout en gardant constante la valeur des pertes maximales sur tout le domaine de fonctionnement du moteur (sur la surface entière), et donc de n'engendrer aucun échauffement supplémentaire. La surface de rendement change de forme pendant le processus d'optimisation est arrivée à la forme finale présentée sur la Figure 3.21.b. Elle permet un gain d'énergie sur le cycle de 14,9% par rapport à la surface initiale. Les valeurs des coefficients de pertes au point final, ainsi que les butées sur leur variation sont également données dans le Tableau 11.

Tableau 11. Valeurs des coefficients des pertes

Nom et symbole des variables d'optimisation		Valeurs initiales	Bornes inférieurs	Bornes supérieurs	Valeurs finales
Coefficient pertes joules	k_j	0,29928	0,1	1	0,398566
Coefficient pertes par hystérésis	k_{ih}	0,092047	10^{-4}	10^4	10^{-4}
Coefficient pertes par courant de Foucault	k_{if}	0,02	10^{-4}	10^4	10^{-4}
Coefficient pertes par frottements visqueux	k_{mv}	0,002	0,002	0,003	0,002
Coefficient pertes par frottements secs	k_{ms}	2,01963	2,01963	2,02	2,01963
Coefficient pertes supplémentaires	k_s	10^{-8}	10^{-17}	10^{-6}	10^{-6}
Flux d'excitation	Φ	1	0,9	1,1	0,9

Le Tableau 11 présente les valeurs finales des coefficients de pertes toutes en butées à l'exception d'un. Ce fait est dû au manque des liaisons entre les coefficients de pertes et les dimensions de la machine. La contrainte sur la valeur maximale des pertes est suffisante pour empêcher la surface de rendement de converger vers une forme plate avec une valeur égale à 1, mais n'est pas suffisante pour empêcher les coefficients d'être en butées. En effet, ce manque sera complété lorsque le modèle de dimensionnement du moteur sera considéré et que la liaison entre les coefficients et les dimensions du moteur sera établie.

L'exemple illustre la possibilité d'amélioration du rendement d'un moteur pendant le processus de conception afin de mieux l'ajuster à son application.

3.2. Modèles d'élaboration du cahier des charges des composants

Cette partie présente brièvement certains aspects du cahier des charges (processus 2, voir la Figure 2.16) de la batterie et du moteur électrique de traction. L'élaboration des cahiers des charges des composants est un élément du modèle de conception, il a pour fonction la transformation des données issues des modèles dynamiques (processus 1) en données statiques représentant les cahiers des charges des composants utilisées ensuite pour le dimensionnement dans le processus 3 du modèle de conception.

3.2.1. Batterie

Les spécifications du cahier des charges de la batterie comportent l'énergie totale exigée à la batterie E_b :

$$E_b = \beta \cdot N_{cyc} \cdot \int_{cyc} P_b(t) dt \quad (3.34)$$

où $P_b(t)$ représente la puissance instantanée demandée à la batterie, N_{cyc} le nombre de cycles à

accomplir et β un terme constant représentant le surplus d'énergie nécessaire pour ne pas détériorer la batterie. Le coefficient β est fixé à 1,2 soit 20% d'énergie additionnelle.

3.2.2. Fonctionnement du moteur à puissance maximale constante

Dans une chaîne de traction ayant un réducteur à rapport de réduction fixe gr , le moteur doit satisfaire deux conditions [MultonE3996]] :

- Assurer le couple maximal de démarrage en côte du véhicule C_{max} .
- Assurer la vitesse maximale du véhicule Ω_{max} .

Comme le rapport de réduction est fixe, le couple C_{max} et la vitesse Ω_{max} du moteur sont imposés par les performances du véhicule. Mais, la puissance $P_{\Omega_{max}}$ nécessaire pour rouler à la vitesse maximale du véhicule est bien plus petite que la puissance maximale disponible $P_{coin}=C_{max}\cdot\Omega_{max}$ ⁶⁸. Ainsi, un moteur dimensionné pour le couple et la vitesse maximale engendre un surdimensionnement important de l'alimentation électronique. C'est certainement la manière la plus simple de définir le cahier des charges (prendre simplement C_{max} et Ω_{max}), mais ce n'est pas la plus approprié pour les applications de traction électrique.

Il est plus intéressant de limiter la puissance du moteur à la valeur maximale nécessaire et de faire en sorte que le moteur puisse la délivrer sur une large plage de vitesse⁶⁹, comme présenté sur la Figure 3.22.

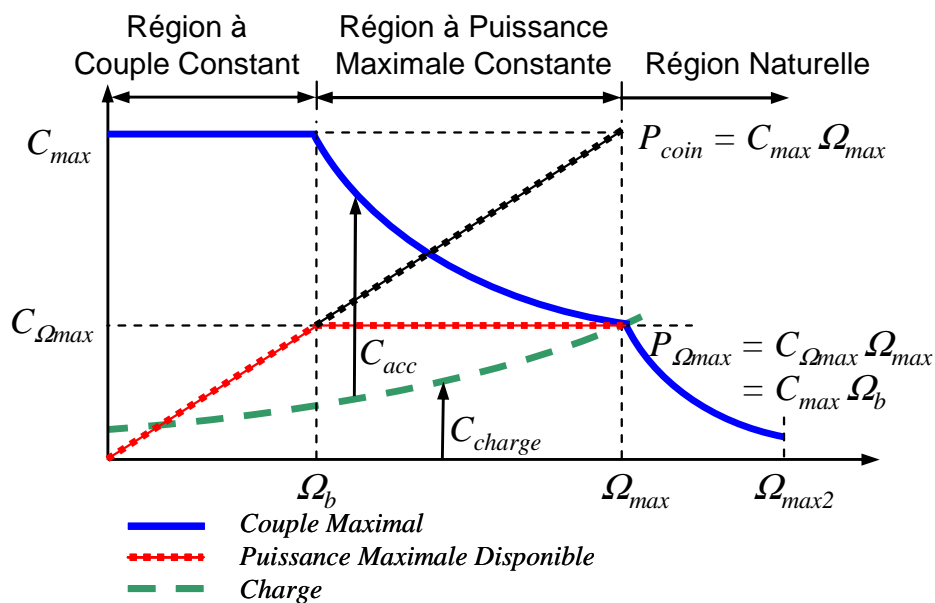


Figure 3.22. Enveloppe du moteur électrique de traction capable de fonctionner à puissance maximale constante

L'enveloppe du moteur est définie en partant de la valeur du couple $C_{\Omega_{max}}$ correspondant à la vitesse maximale Ω_{max} avec une puissance maximale constante $P_{PMC} = P_{\Omega_{max}}$. Ainsi, pour une diminution de la vitesse, le couple augmente jusqu'à sa valeur maximale C_{max} . La vitesse en ce point est appelée vitesse

⁶⁸ Pour un véhicule en charge de 1500kg sur une rampe de 20% le couple nécessaire pour le démarrage du véhicule C_{max} est d'environ 1150Nm. Par contre, la puissance nécessaire pour rouler à $\Omega_{max}=120\text{km/h}$ est $P_{V_{max}}=26\text{kW}$. Dans ce cas, la puissance de coin P_{coin} qui en résulte se lève à 138kW, environ 5 fois plus grande que $P_{V_{max}}$ (le calcul a été fait avec l'interface présentée sur la Figure 3.12 et les données du Tableau 6).

⁶⁹ Comme montré dans § 1.2.1.2, un moteur capable de délivrer sa puissance maximale sur une large plage de vitesse est préférée du fait qu'il supprime la boîte de vitesse traditionnelle.

de base Ω_b ⁷⁰. Ce point devient le point nominal de la machine.

Ainsi, l'enveloppe du moteur contient trois régions, présentées sur la Figure 3.22 : la région à couple constant ($C=\text{const.}$), la région à puissance maximale constante ($C \cdot \Omega = \text{const.}$) et la région « naturelle » ($C \cdot \Omega^2 = \text{const.}$) [Husain 2003, p.238], [ABB 1998].

Le couple maximal est atteint pour un courant d'induit et un flux maximal. La vitesse augmente avec la tension d'alimentation arrivant à sa valeur maximale (tension batterie) lorsque la vitesse atteint la vitesse de base Ω_b . Ensuite, la région à puissance maximale constante est disponible en diminuant le flux d'excitation de la machine. Cette zone correspond à un fonctionnement du moteur en défluxage [Multon 1995], [Lipo 2004], [Bianchi 1996], [Ionel 1997].

Une troisième région existe pour les moteurs à grande vitesse, où le couple descend vite. Cette région se définit entre la vitesse maximale Ω_{max} et la vitesse mécanique limite Ω_{max2} .

3.3. Modèles de dimensionnement des composants

Les modèles de dimensionnement des composants jouent un rôle primordial dans le processus de conception optimale systémique. Ils peuvent se présenter avec différents degrés de complexité, à partir d'un modèle très simple (équation d'une droite) et en allant jusqu'à un modèle multi-physique et multi-modèle (agrégation de modèle, ex : EF, analytique, surface de réponse, etc.). Néanmoins, le modèle retenu sera toujours un modèle inverse propre à la démarche de conception.

Ce paragraphe présente notre contribution à la définition des modèles de dimensionnement des moteurs électriques (pour les modèles simplifiés, numériques et multi-physiques) et fait simplement référence aux modèles utilisés provenant d'autres auteurs (pour les modèles analytiques détaillés) [Fitan 2004], [Brisset 2005].

3.3.1. Modèles simplifiés

Comme expliqué dans le § 2.3.5.5.1, le modèle simplifié doit calculer les informations nécessaires au modèle dynamique et de manière plus générale, au processus de conception. La difficulté est de créer un modèle simple mais réaliste. Quand la variable recherchée représente une information globale, comme par exemple la masse, le volume, le coût d'un composant, une relation simple peut être obtenue à partir des données catalogue d'un fabricant. Pour la formulation de problèmes analytiques, des coefficients de proportionnalité sont couramment utilisés, ce qui a l'avantage de la simplicité et du réalisme.

Par exemple, la notion d'énergie (ou puissance) spécifique (massique ou volumique) est très bien adaptée à cette approche. Dans le cas de la batterie, ces notions sont largement utilisées et permettent de déterminer facilement la masse ou le volume des composants. Ainsi, la masse de batterie M_b est proportionnelle au rapport entre l'énergie requise à la batterie E_b et l'énergie spécifique sE_{NiMH} de la technologie utilisée (ici NiMH) :

$$M_b = \frac{E_b}{sE_{NiMH}} \quad (3.35)$$

Un modèle simple peut être utilisé également pour d'autres composants. En effet, dans le cas du moteur électrique, la notion de puissance massique existe mais elle est rarement utilisée. Cependant, il est très facile de déterminer une relation simple analogue à partir des données d'un catalogue [Mester 2005].

⁷⁰ Dans les applications de traction automobile, le rapport Ω_{max}/Ω_b est généralement compris entre 3 et 5 [MultonE3996].

Considérons une gamme des moteurs à induction alimentés à basse tension (400V) et opérant à 3000 tr/min [ABB 1998, p.11-5]. La Figure 3.23 présente la masse totale du moteur en fonction de son couple utile. La tendance peut être facilement approximée par une relation linéaire :

$$M_m = 4 + 1,7 \cdot C \quad (3.36)$$

où la masse du moteur M_m est déterminée en fonction du couple moteur C (Nm).

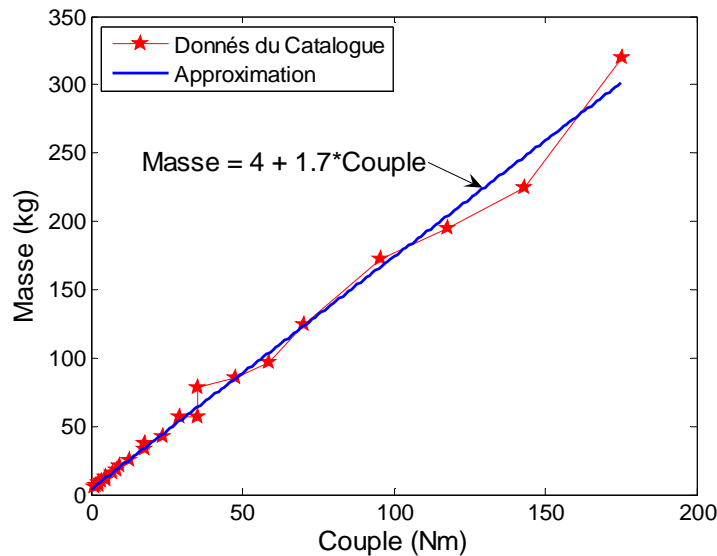


Figure 3.23. Régression linéaire de la masse d'un moteur en fonction du couple

Cette relation permet de déterminer facilement la masse du moteur pour un couple donné. De la même manière des relations simples peuvent être construites afin de déterminer d'autres grandeurs globales comme: le volume ou le coût. Ensuite, si le composant doit être dimensionné, le modèle simplifié devra être remplacé par un modèle de dimensionnement de granularité plus fine donc de manière plus détaillé.

3.3.2. Modèles détaillés

Les modèles appelés « détaillés » sont les modèles de dimensionnements capables de fournir les dimensions précises du composant.

Comme le processus de dimensionnement fait partie du processus de conception, il est par sa nature orienté dans le sens inverse (voir § 2.2). Cela fait que les modèles les plus appropriés pour le dimensionnement sont les modèles faciles à inverser, ou mieux, écrits dès le début en sens inverse, tel les modèles analytiques de dimensionnement.

Du point de vue de la méthode de modélisation, les modèles analytiques sont les modèles les plus flexibles et les plus rapides. Cependant, le développement des puissances de calcul et le besoin de précision sur certains phénomènes difficiles à modéliser par modèles analytiques fait que le modèle numérique, tel que le modèle éléments finis (MEF), devient réaliste et nécessaire dans le processus de dimensionnement.

Les paragraphes suivants présentent un panel de modèles de dimensionnement, à base de modèles analytiques et/ou numériques. Le modèle de conception le plus sophistiqué est un multi-modèle intégrant des phénomènes multi-physique comme les phénomènes magnétiques, électriques, thermiques mais aussi vibro-acoustiques.

3.3.2.1. Modèle Analytique

Ce paragraphe fait référence à deux modèles de dimensionnement analytiques testés. Le premier est un modèle *direct* qui se veut être un modèle de dimensionnement général pour les machines à aimants permanents. Le deuxième est un modèle *inverse*, spécifique et plus complet pour le dimensionnement d'un moteur-roue Brushless DC.

3.3.2.1.1. Modèle Analytique Direct

Le premier modèle provient de [Fitan 2004]. Il est un modèle général pour le dimensionnement des moteurs à aimants permanents montés en surface à flux radial. Il prend en compte la structure de la machine, c'est-à-dire : avec ou sans encoche, à forme d'onde rectangulaire ou sinusoïdale avec rotor intérieur ou extérieur. Il intègre les phénomènes magnétiques et thermiques par des modèles plus ou moins fins.

C'est un modèle direct du fait qu'il a comme données les dimensions du moteur et fournit les performances comme résultat. Son utilisation pour le dimensionnement exige donc un algorithme d'optimisation.

La Figure 3.24 présente différentes formes de moteurs dimensionnés avec ce modèle, pour le même couple, lors de la minimisation de la masse et du volume pour deux longueurs de moteur différentes.

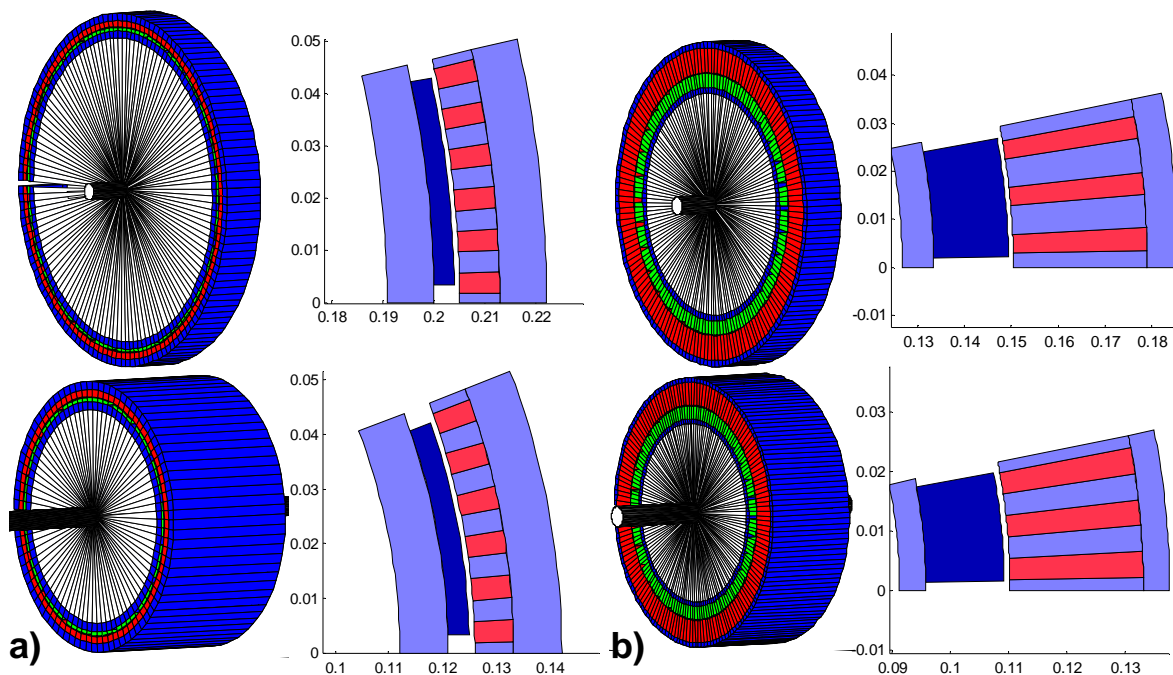


Figure 3.24. Moteurs dimensionnés avec [Fitan 2004] :
a) Minimisation de la masse ; b) Minimisation du volume.

3.3.2.1.2. Modèle Analytique Inverse

Le modèle analytique inverse considéré est un modèle dimensionnant un moteur-roue pour un entraînement direct, développé à l'origine pour un véhicule solaire. Il est plus complet que le modèle direct précédent et est détaillé dans [Brisset 2005]. C'est un modèle inverse et fournit comme résultat les dimensions du moteur-roue pour un cahier des charges donné (couple et vitesse nominale du

moteur)⁷¹.

Le moteur est un Brushless DC à aimants permanents de type SmCo montés en surface. C'est un moteur-roue à flux radial, le rotor est à l'extérieur et le stator est muni d'un bobinage concentré pour réduire la taille des têtes de bobine.

Le modèle utilise des relations analytiques non-linéaires et décrit des phénomènes physiques de plusieurs disciplines (thermique, mécanique, magnétique et électrique). Il est constitué de 67 équations liant 78 variables. Son temps d'exécution est inférieur à une seconde. Une image d'un moteur prototype dimensionné avec ce modèle est présentée sur la Figure 3.25.a. La Figure 3.25.b présente la forme de la machine étudiée.

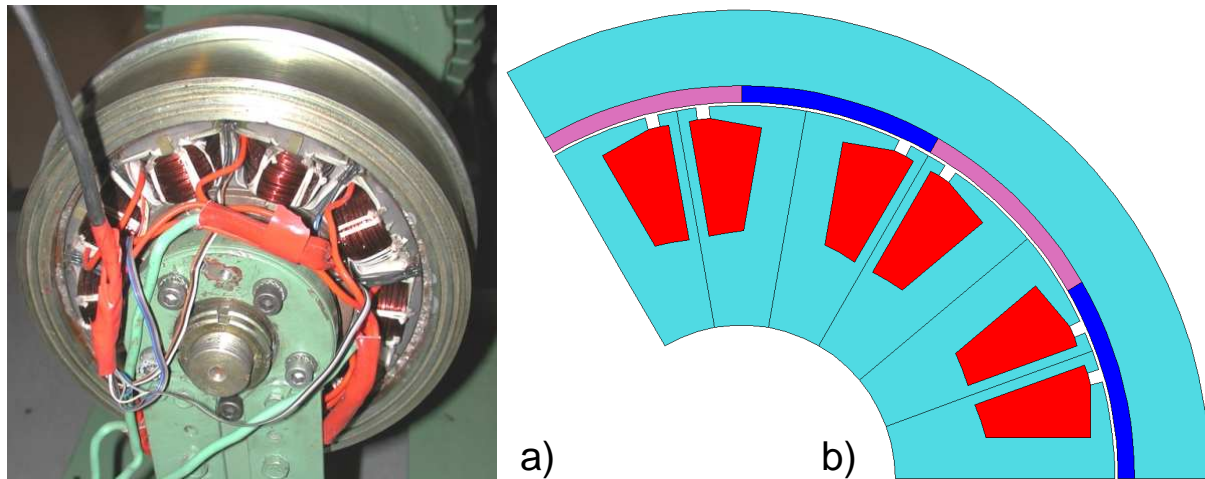


Figure 3.25. a) Prototype construit suite au dimensionnement par le modèle analytique du moteur-roue ; b) Forme du moteur-roue.

3.3.2.2. Modèle Numérique

La manière classique d'utiliser le MEF dans le dimensionnement d'un moteur électrique est de le coupler à un modèle analytique. Ainsi, le modèle analytique explore un espace de conception assez large et fournit une première géométrie. Ensuite, le MEF est utilisé pour vérifier et analyser la solution du modèle analytique. Si la solution s'avère conforme au cahier des charges, la solution optimale est trouvée. Si non, le modèle analytique est amélioré et le processus répété [Wurtz 1998].

Le modèle analytique est préféré pour sa souplesse d'utilisation, sa rapidité de résolution et la connaissance explicite des phénomènes modélisés. Par contre, le MEF est préféré pour sa précision et sa qualité de description des phénomènes locaux. De plus, il remplace la phase difficile d'élaboration d'équations analytiques par un procédé plus accessible. Bien souvent, le MEF est paramétré afin de tester rapidement différentes solutions.

Habituellement, le MEF est utilisé pour modéliser un dispositif pour la simulation afin d'obtenir des informations précises sur son comportement (ondulation de couple, fuites magnétiques) [Kang 2000]. Quelquefois, il est directement utilisé dans un processus d'optimisation, ayant pour but d'améliorer la forme géométrique de la machine [Wang 2000] (faible variation de quelques dimensions). Cependant, grâce aux développements des puissances de calcul, la résolution des MEF est de plus en plus rapide et il devient envisageable de les utiliser directement dans un processus de dimensionnement.

Il faut également préciser que le MEF est par sa nature un modèle écrit dans le sens direct (voir § 2.2), donc adapté à la simulation. En effet, le principe est de construire d'une manière graphique le

⁷¹ Il suffit de lui fournir le couple et la vitesse souhaités et le modèle fournit par une seule évaluation les dimensions du moteur sans faire appel aux techniques d'optimisation.

dispositif en donnant ses dimensions afin de déterminer ses performances. Ainsi, l'utilisation du MEF pour le dimensionnement *implique toujours* l'usage d'un algorithme d'optimisation afin de pouvoir l'inverser.

Les modèles numériques de deux moteurs considérés sont présentés sur la Figure 3.26. Ainsi, le premier modèle (Figure 3.26.a) représente un petit moteur existant (M1) tandis que le deuxième (Figure 3.26.b) représente un moteur de traction (M2) utilisé comme point de départ pour la conception.

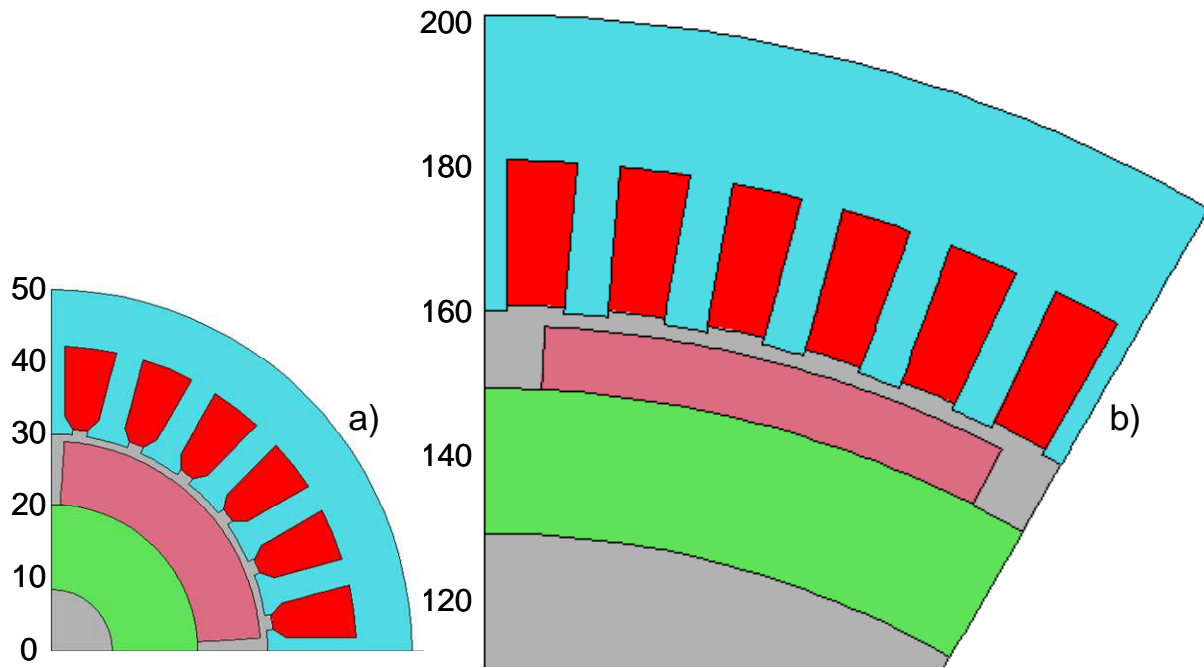


Figure 3.26. Moteurs modélisés par éléments finis : a) Petit Moteur (M1) ; b) Moteur de traction (M2).

Les caractéristiques de ces deux moteurs sont présentées dans le Tableau 12.

Tableau 12. Caractéristiques des moteurs M1 et M2 modélisés par éléments finis.

Nom	Unités	Moteur M1	Moteur M2
Epaisseur Aimant Rotor	mm	8,7	8,7
Hauteur Encoche	mm	11,43	20
Densité Courant Encoche	A/mm ²	4	4
Rayon Extérieur Moteur	mm	50	200
Epaisseur Culasse Rotor	mm	11,8	20
Epaisseur Culasse Stator	mm	7,7	20
Epaisseur du Demi Dent	mm	1,9	3
Longueur du Moteur	mm	10	200
Nombre d'encoches stator	/	24	72
Nombre de paires de pôles	/	2	6
Entrefer	mm	1	2
Epaisseur de la tête de dent	mm	0,85	0,85
Nombre de phases	/	3	3
Pourcentage d'ouverture d'arc polaire		1	0,8
Demi-Ouverture d'Encoche	mm	1	
Couple utile	Nm	0,16	-

Avant de pouvoir utiliser le MEF directement dans un processus de dimensionnement, il est indispensable d'analyser et d'écartier au préalable quelques problèmes spécifiques potentiels. En effet, étant donné que le MEF est directement sollicité par le processus d'optimisation il doit posséder quelques caractéristiques minimales sur sa fiabilité, précision et robustesse.

3.3.2.2.1. Modèle Malléable et Fiable

Dans un processus de dimensionnement, les dimensions géométriques doivent avoir une plage de variations importantes afin de pouvoir explorer un large espace de conception. De ce fait, le MEF doit être capable de supporter de fortes variations de ses paramètres sans tomber dans des configurations infaisables.

La Figure 3.27 présente différentes formes très variées mais faisables, obtenue avec **M1** qui peuvent apparaître lorsque le MEF est soumis directement à une optimisation.

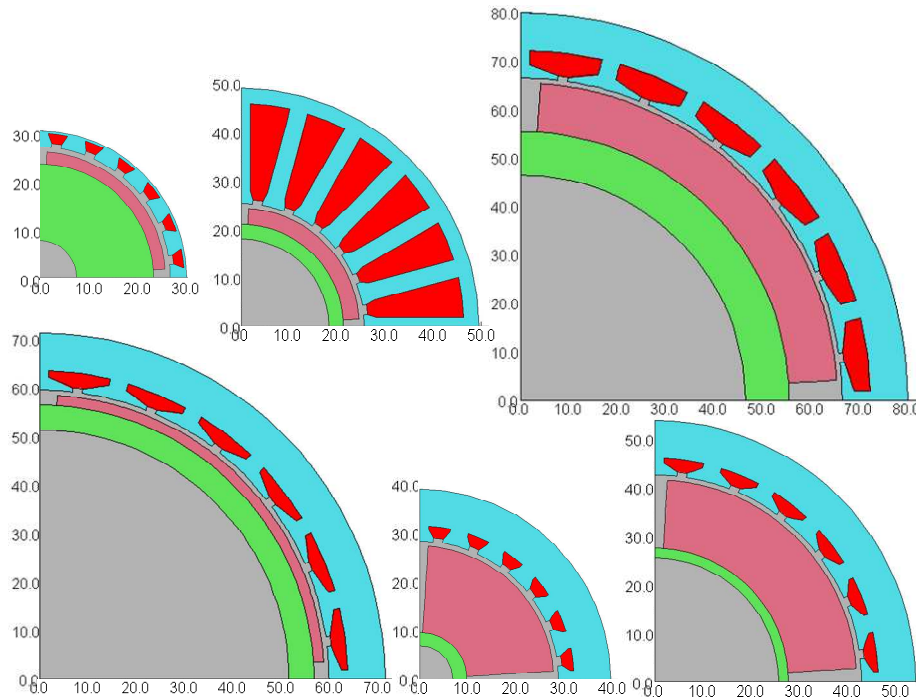


Figure 3.27. Différentes formes et tailles du moteur lors d'une optimisation avec M1

Des configurations infaisables peuvent apparaître lorsque le rayon interne du moteur devient négatif (ce cas est critique pour les moteurs petits comme **M1** si la construction du moteur est faite à partir du rayon extérieur) ou lorsque les dents de la culasse se croisent. La Figure 3.28.a et la Figure 3.28.b présentent deux configurations de **M1** et **M2** où les dents sont à la limite du croisement. A partir de ce point, si par exemple, le rayon extérieur du **M2** diminue encore, la configuration devient infaisable (voir la Figure 3.28.c). Par contre, pour une épaisseur de la culasse rotor supérieure à 10mm, le rayon inférieur de **M1** (dans la configuration présentée dans la Figure 3.28.a) devient négatif et la configuration devient également infaisable.

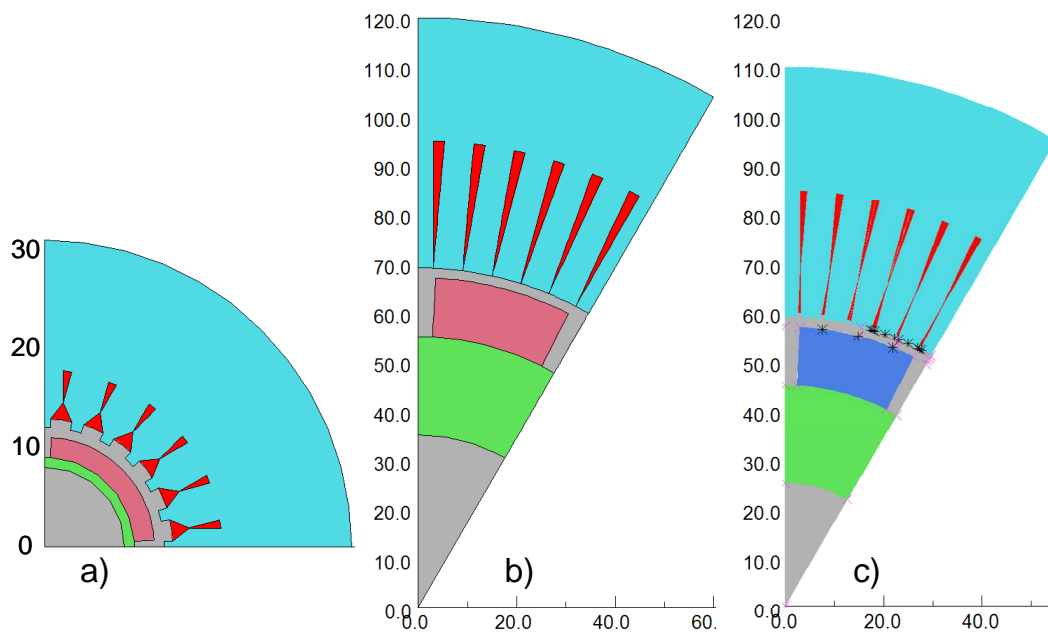


Figure 3.28. Configurations infaisables : a) À la limite d'une configuration infaisable de M1; b) À la limite d'une configuration infaisable de M2; c) Configuration infaisable de M2.

L'apparition de configurations infaisables dépend fortement de la façon de paramétrer la géométrie. Un éventuel échec du calcul numérique dû à une configuration infaisable ou irréaliste du moteur (comme sur la Figure 3.28.c) entraîne irrémédiablement l'arrêt du processus d'optimisation.

Généralement, ce type de difficulté est résolu en ajoutant des contraintes spécifiques au processus d'optimisation afin d'éviter les configurations infaisables sans limiter le domaine de variation des variables de conception.

3.3.2.2.2. Modèle Précis et Robuste

Une fois l'espace de conception protégé contre les configurations infaisables, il est important d'avoir un modèle robuste sur toute la gamme de variation des variables. Ceci impose une construction du MEF entièrement automatisée, y compris la génération du maillage, afin de calculer une réponse précise. Il est donc utile de tester la précision du modèle sur la totalité des plages de variation des variables. Ce test devient délicat lorsqu'un grand nombre de variables est utilisé. Toutefois, l'expérience montre qu'il est crucial de le tester sur les grandeurs les plus sensibles.

Une grandeur de sortie⁷² très importante lors de la conception d'un moteur est son couple utile. En effet, il est souvent contraint à une valeur fixée par le cahier des charges, l'algorithme devra respecter cette contrainte. Ainsi, une instabilité sur sa valeur nuit fortement à la convergence.

⁷² Le couple est une grandeur de sortie du fait que le MEF est un modèle direct (de comportement), mais il devient une entrée du modèle de dimensionnement (modèle de comportement plus optimisation) du fait que sa valeur est imposé par un contrainte d'égalité (voir § 2.2.4).

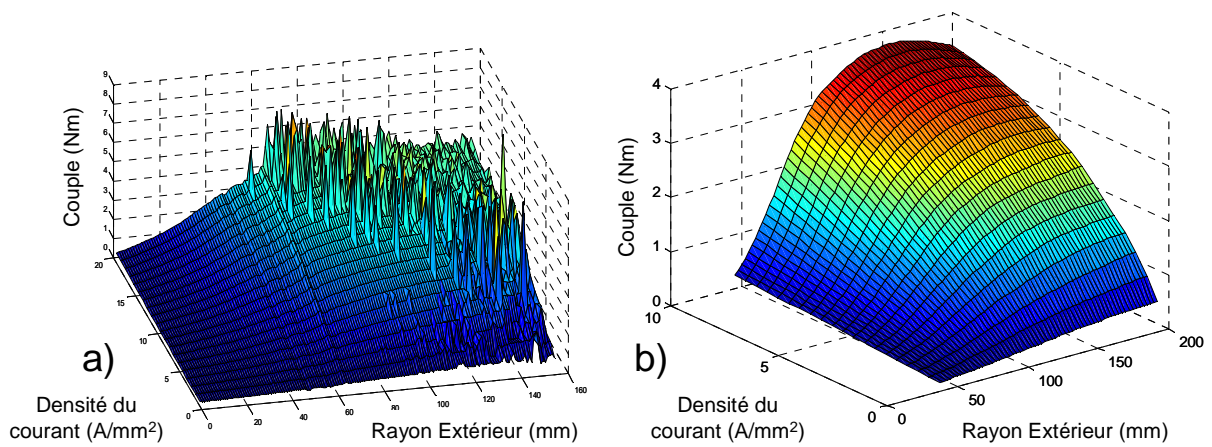


Figure 3.29. La variation du couple pour M1 en fonction du rayon extérieur et la densité de courant : a) Réponse bruitée du couple suite à un maillage non approprié ; b) Réponse précise du couple avec un MEF malléable.

La perturbation la plus fréquente à l'origine d'une réponse bruitée est un maillage non-approprié. La Figure 3.29.a présente l'évolution du couple en fonction du rayon extérieur de la machine et de la densité de courant. Aux dimensions initiales, le modèle fournit des résultats précis, partie basse de la Figure 3.29.a. Mais lorsque le rayon augmente, de fortes discontinuités apparaissent. Ceci étant dû à un MEF mal paramétré au niveau de la qualité du maillage et du post-traitement.

Ces fortes discontinuités peuvent être éliminées en utilisant un maillage approprié, c'est-à-dire avec un maillage paramétré en fonction des dimensions du moteur. Un fois ce problème résolu, la réponse du modèle en couple sera précise, comme présenté sur la Figure 3.29.b.

Cependant, malgré un maillage automatique, le bruit du MEF ne sera jamais complètement supprimé, mais seulement réduit ! Un tel bruit numérique peut encore nuire à la convergence de l'algorithme surtout si celui-ci utilise un gradient.

Pour la précision, il est donc possible d'identifier deux familles de problèmes: un problème au niveau macroscopique concernant l'adaptation du maillage et un problème au niveau microscopique propre à la discrétisation par EF.

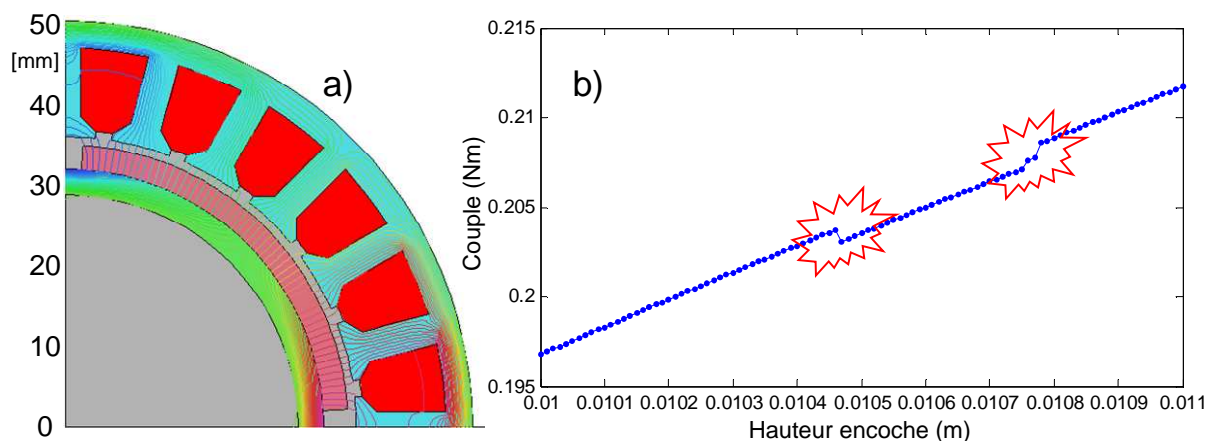


Figure 3.30. Variation du couple en fonction de hauteur d'encoche : a) La forme du moteur étudié ; b) Bruit au niveau microscopique sur la variation du couple.

Ainsi, pour un algorithme d'optimisation basé sur le gradient comme l'algorithme SQP, le bruit au niveau microscopique est très important. La Figure 3.30.b présente le bruit existant sur le couple lorsque la hauteur d'encoche varie. Cette variation est réalisée pour une configuration du moteur (Figure 3.30.a) trouvée comme point optimal lors d'un problème d'optimisation minimisant la masse du moteur. La variation a été faite en changeant la valeur de la hauteur d'encoche avec un pas très

faible de 10^{-5} et pour un rayon extérieur constant, ce qui provoque les discontinuités mises en évidence sur la Figure 3.30.b.

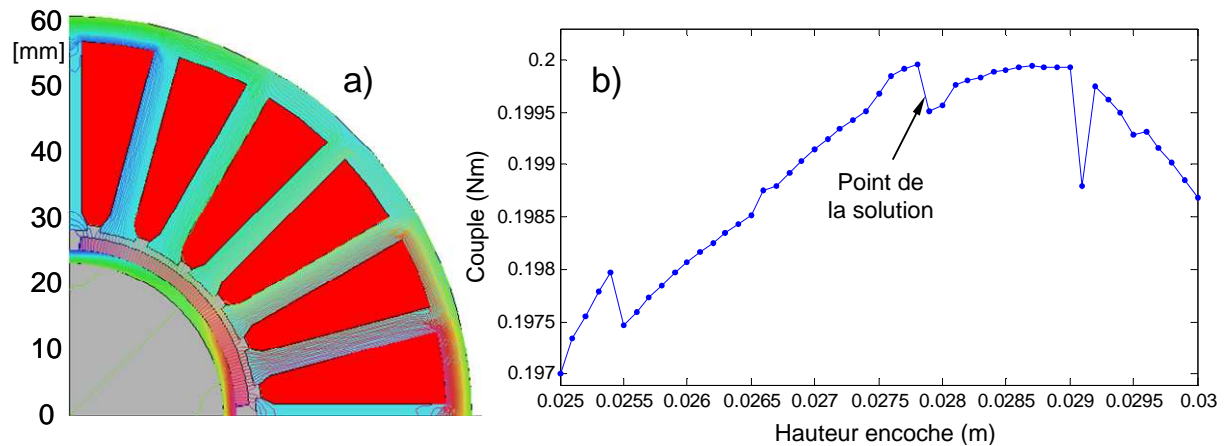


Figure 3.31. Variation du couple en fonction de la hauteur d'encoche : a) Forme du moteur étudié ; b) Bruit au niveau microscopique sur la variation du couple.

Cette valeur de pas peut sembler petite, mais ce n'est pas le cas si on considère le fait que la valeur par défaut du pas minimale dans la méthode SQP de MATLAB® (option « *DiffMinChange* » de la fonction *fmincon*) lors du calcul du gradient est de 10^{-8} . Bien entendu, cette valeur est trop petite pour le MEF. En effet, l'optimisation risque de s'arrêter à cause d'une information nulle sur le gradient. Cependant, un pas plus grand, de l'ordre de 10^{-2} peut également nuire à la convergence. Le compromis choisi est une valeur de 10^{-5} qui est également le pas de la grille présentée sur la Figure 3.30.b. Dans cet exemple, l'algorithme a su converger vers la solution optimale en dépit du bruit numérique intrinsèque. La position de la solution sur la Figure 3.30.b correspond à la valeur de la hauteur d'encoche de 0,010211m.

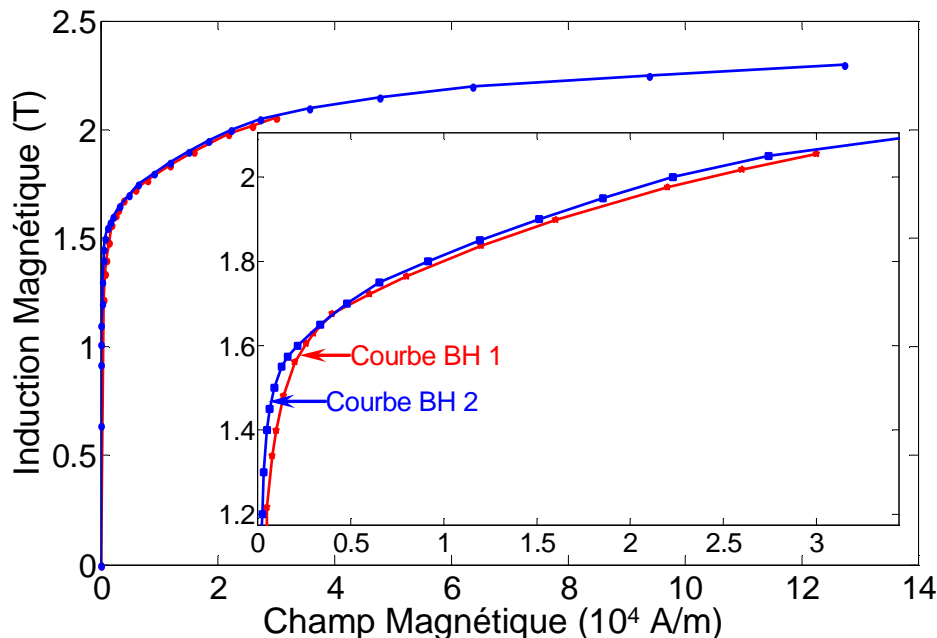
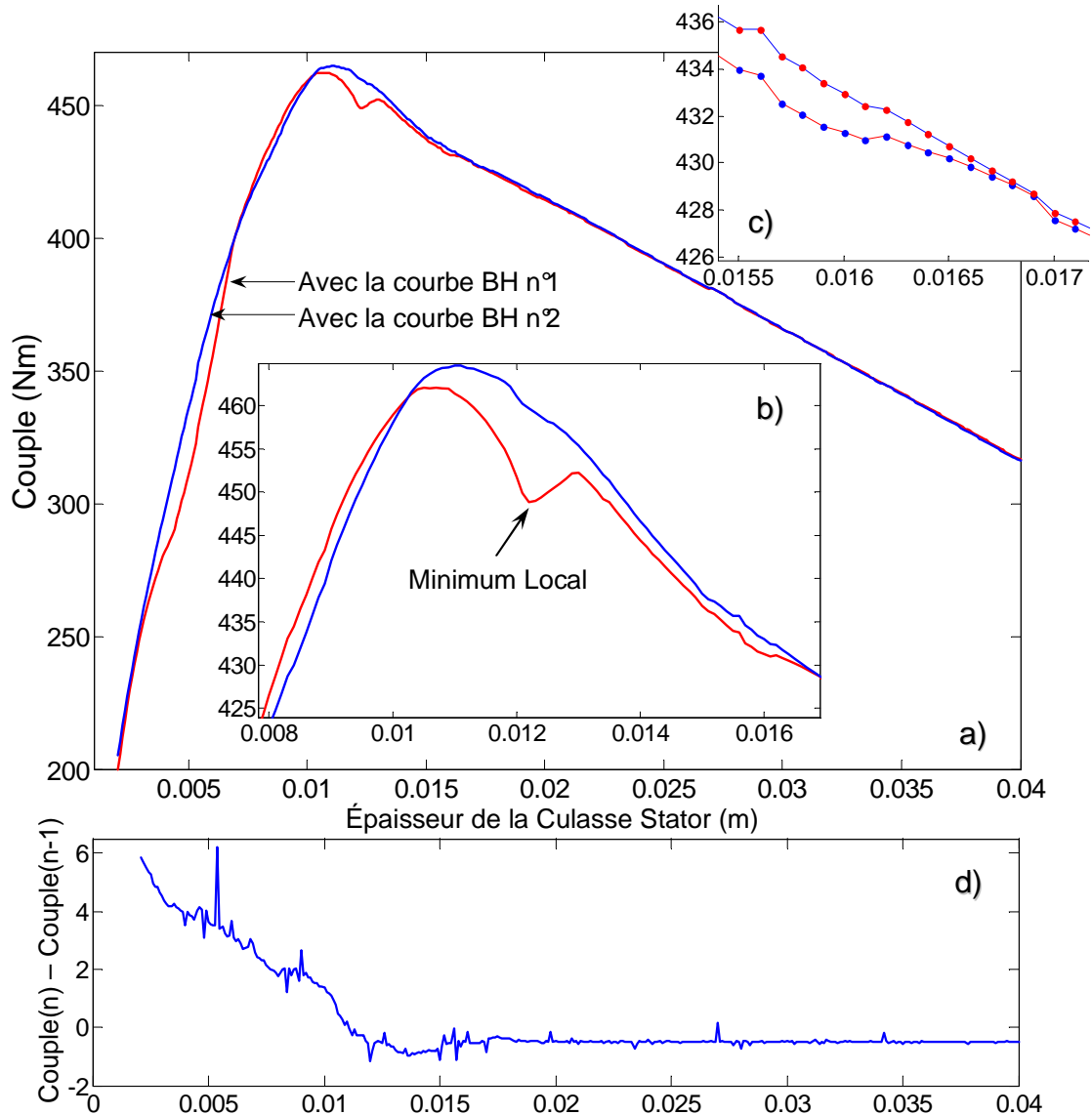


Figure 3.32. Deux courbes BH légèrement différentes

Par contre, la Figure 3.31.b présente la variation du couple en fonction de la hauteur d'encoche pour la configuration du moteur de la Figure 3.31.a. Cette configuration représente un point du blocage de l'algorithme d'optimisation qui dans ce cas, n'a pas convergé vers la solution optimale. La valeur de la hauteur d'encoche pour cette configuration est 0,027825. Il est possible de constater dans la Figure 3.31.b que cette valeur se situe dans un minimum local. Il est donc important d'avoir un bon maillage même pour des configurations inhabituelles car elles peuvent être rencontrées par l'algorithme lors

d'une optimisation. Si le maillage n'est pas suffisamment robuste, l'algorithme risque de s'arrêter sur des solutions comme celles présentées sur la Figure 3.31.a.

En ce qui concerne le moteur M2, la Figure 3.33 présente la variation du couple en fonction de la variation de l'épaisseur de la culasse du stator pour deux courbes BH différentes. Les deux courbes BH sont présentées sur la Figure 3.32. La géométrie du moteur est construite à partir du rayon extérieur. Ainsi, la variation de la culasse du stator entraîne une variation de tous les rayons intérieurs, y compris le rayon de l'entrefer, et entraîne donc une variation du couple moteur.



Ainsi, même si la précision du maillage a été résolue au niveau macroscopique et microscopique, il est encore possible d'avoir du bruit sur la valeur du couple dû à la courbe BH. Comme présenté sur la Figure 3.33, une mauvaise courbe BH (la courbe BH n°1) peut engendrer un minimum local très gênant pour un algorithme d'optimisation local.

La Figure 3.33.c représente un zoom de la Figure 3.33.b mettant ainsi en évidence les petites discontinuités dues au changement du maillage. Afin de mieux repérer ce bruit numérique au niveau microscopique, la Figure 3.33.d présente la différence entre les valeurs successives du couple ($C_n - C_{n-1}$).

Une solution à ce problème est l'utilisation d'un algorithme d'optimisation *sans gradient* qui permet de s'affranchir des problèmes microscopiques. Pour les problèmes macroscopiques, un algorithme permettant de trouver l'optimum global faciliterait la tâche. Par contre, pour la méthode SQP voyant le bruit microscopique, un compromis doit être trouvé entre la taille du bruit et le pas minimal afin d'obtenir un calcul de gradient exploitable. En effet, un maillage trop fin diminuerait les problèmes macroscopiques mais il augmenterait les problèmes microscopiques. Dans ce cas l'algorithme avance mieux mais aura beaucoup de mal à s'arrêter.

Il est donc indispensable que la construction du MEF soit entièrement automatisée ainsi que son maillage afin de fournir sans défaut une réponse précise à l'algorithme d'optimisation même lors de configurations « extrêmes ». Néanmoins, il restera toujours un bruit numérique propre au MEF. Il faut donc veiller que ce bruit ne nuise pas la convergence de l'algorithme.

3.3.2.2.3. Modèle à variables discrètes

Une autre difficulté propre au MEF est son inaptitude intrinsèque à accepter des valeurs non-entières comme le nombre de paires de pôles ou le nombre d'encoches. Ce point est délicat si l'algorithme d'optimisation n'est pas prévu pour les variables discrètes. Une solution de compromis, employée habituellement avec les modèles analytiques, consiste à laisser une variation continue sur la variable et à la rendre entière à la fin de l'optimisation. Malheureusement, ce compromis n'est plus acceptable avec le MEF car il rend impossible la construction de la géométrie du moteur. Un MEF impose donc une autre approche. Certainement, la meilleure solution est d'avoir un algorithme capable de gérer les variables discrètes, ce qui n'est pas le cas de la méthode SQP.

3.3.2.3. Vision Multi-Modèle Multi-Physique

La conception d'un dispositif électrotechnique est une tâche vaste et complexe. C'est pourquoi, le concepteur est bien souvent obligé de faire des choix empiriques et de poser des hypothèses simplificatrices.

Dans le cas des machines électriques de nombreux phénomènes physiques interviennent. Si des modèles précis comme le MEF sont maintenant relativement accessibles, l'optimisation unique des phénomènes électromagnétiques aboutit bien souvent à une mauvaise conception, car les contraintes thermiques ou mécaniques sont complètement négligées. Aussi, il est indispensable de mettre au point des méthodes pour prendre en compte simultanément tous les phénomènes physiques significatifs, tout en gardant la précision des MEF.

Il est donc nécessaire d'élaborer un modèle multi-physique associant différents phénomènes physiques modélisés avec des niveaux de précision différents à travers des techniques différentes. En effet, l'idée est de modéliser chaque phénomène par la technique la mieux adaptée et de coupler toutes les parties ensemble afin de former le modèle complet qui sera cette fois un multi-modèle multi-physique. Dans ce cas les modèles analytiques et numériques sont complémentaires et interviennent pour modéliser des phénomènes physiques différents.

Cette vision multi-modèle est facilement intégrée dans la méthodologie de conception optimale systémique présentée dans le chapitre 2. En effet, la granularité de la méthode permet d'utiliser des boîtes noires, plus ou moins complexe, qui peuvent être facilement couplées entre-elles afin de former au final le modèle entier global. Ainsi, le modèle de dimensionnement d'un composant peut être défini tel un modèle simplifié, un modèle de dimensionnement classique détaillé (analytique ou même numérique) ou bien un multi-modèle multi-physique.

3.4. Conclusion

Le chapitre 3 a présenté le modèle de conception en détaillant ses différentes parties d'un point de vue technique. Nos contributions personnelles sont plus largement développées, comme la surface de

rendement du moteur électrique, les modèles de dimensionnement simplifiés, numériques et multi-physiques.

La première partie du chapitre (§ 3.1) considère le processus dynamique du modèle de conception. Au début, elle présente les cycles de fonctionnement typiques utilisés en Europe et aux Etats-Unis. Ensuite, la dynamique du véhicule est largement détaillée. Un logiciel spécifique a été développé afin de traiter ces équations et fournir facilement la puissance et la force aux roues en fonction du type de véhicule pour une vitesse et une accélération donnée. Les équations présentées sont facilement exploitables et l'interface graphique permet une manipulation rapide et fournit instantanément la réponse.

Ensuite, la chaîne de traction a été représentée grâce à une approche énergétique qui donne une vision globale du système, chaque composant étant représenté par son rendement. Cette partie du chapitre se concentre sur le composant moteur. Premièrement, la détermination expérimentale du rendement est présentée pour un moteur à induction en fonction du couple et de la vitesse permettant d'établir une relation générale s'ajustant aux points de mesures. L'idée originale de cette relation est son entière formulation en fonction du couple et de la vitesse et des coefficients des pertes. L'utilisation d'un tel modèle dans une chaîne de traction a été ensuite validée par des mesures. De plus, la relation analytique représentant le rendement du moteur peut être utilisée pour la conception. Une relation explicite permet l'identification des coefficients des pertes de sorte qu'ils sont liés au dimensionnement (processus 3 du modèle de conception). Ainsi, une variation de la forme de la surface de rendement pendant le processus de conception définit un moteur différent. Quelques remarques sont également présentées sur la description du modèle dynamique, permettant de faire de la conception même dans le cas d'un modèle de dimensionnement de type « boîte noire ». Finalement, un exemple illustre les possibilités d'amélioration des produits pendant le processus de conception fournissant un dispositif optimal et spécifique par rapport aux objectifs recherchés.

La deuxième partie du chapitre (§ 3.2) présente quelques considérations sur l'élaboration du cahier des charges de la batterie et du moteur électrique. Dans le cas du moteur, deux modèles de granularité différente ont été présentés. Le premier, plus simple, définit le cahier des charges du moteur pour un seul point de fonctionnement qui correspond au couple et à la vitesse maximale. Le deuxième, plus complexe, définit le moteur par la capacité de fonctionner à puissance maximale constante grâce à un mode de défluxage. Si le premier modèle est très facile à mettre en œuvre, le deuxième est cependant mieux adapté aux applications de traction électrique.

La dernière partie du chapitre (§ 3.3) détaille les modèles de dimensionnement, plus spécialement pour le composant moteur électrique. Cette partie apporte des contributions originales pour les modèles de dimensionnement simplifié, le modèle numérique et le modèle multi-physique. Ainsi, le modèle simplifié permet de diminuer la taille du modèle systémique et accélère le calcul. C'est un modèle fiable de part sa définition à partir de la compilation de catalogues de constructeurs et il est suffisant pour déterminer les cahiers des charges des composants. Il permet également de donner une image générale du système à réaliser. Ce type de modèle sera utilisé dans le chapitre 4 lors d'une application spécifique sur un kart électrique.

Des modèles de dimensionnement détaillés de type analytiques ont été également introduits. Le modèle plus complet du moteur-roue sera utilisé dans une application donnée au chapitre 5.

Une partie originale est certainement le modèle de dimensionnement numérique réalisé à partir d'un outil éléments finis. Ce modèle est directement utilisé dans le processus de dimensionnement sans faire appel à un pré-dimensionnement par modèle analytique. Cette approche exige la présence d'un algorithme d'optimisation pour l'inversion du modèle éléments finis. Toutefois, l'utilisation du modèle éléments finis pour le dimensionnement exige au préalable la résolution de certains problèmes spécifiques du fait de sa forte sollicitation par l'algorithme d'optimisation. Ces problèmes ont été présentés en détail ainsi que les différentes solutions pour les résoudre.

L'agrégation de modèle (éléments finis, analytique, surface de réponse) permet de construire un multi-modèle multi-physique. Un exemple de modèle multi-physique, (magnétique, thermique et vibro-

acoustique) est traité au chapitre 5.

3.5. Références

- [ABB 1998] Le catalogue ABB - 1998, Caractéristiques du moteur à courant alternatif basse tension, Gamme aluminium, 3000 tr/min, pp. 11-5;
- [Bianchi 1996] N. Bianchi, S. Bolognani, "Design Considerations About Synchronous Motor Drives For Flux-Weakening Applications", EPE, Lausanne, 1996.
- [BOSCH 2004] BOSCH – Automotive Handbook 6th Edition, Bentley Publishers, October 2004, ISBN 0-8376-1243-8.
- [Brisset 2005] S. Brisset, P. Brochet, "Analytical model for the optimal design of a brushless DC wheel motor", The International Journal for Computation and Mathematics in Electrical and Electronic Engineering (COMPEL), Vol.24, No.3, 2005.
- [Chan 2001] C. C. Chan, K. T. Chau, Modern Electric Vehicle Technology, Oxford University Press Inc., New York, 2001, ISBN: 0-19-850416-0
- [Chapoulie 1999] Philippe Chapoulie, Modélisation systémique pour la conception de véhicules électriques multi-sources, Thèse, 1999
- [Ehsani 2005] Mehrdad Ehsani, Yimin Gao, Sebastien E. Gay, Ali Emadi – Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles – Fundamentals, Theory, and Design, CRC Press LLC, 2005, USA
- [Fitan 2004] E. Fitan, F. Messine, B. Nogarède, "*The Electromagnetic Actuator Design Problem: A General and Rational Approach*". IEEE Transactions on Magnetics, Volume : 40, No: 3, pp. 1579 – 1590, May, 2004.
- [Husain 2003] Iqbal Husain, *Electric and Hybrid Vehicles: design fundamentals*, CRC Press LLC, 2003, ISBN: 0-8493-1466-6
- [Ionel 1997] D.M. Ionel, J.F. Eastham, T.J.E. Miller, E. Demeter, "Design Considerations for PM Synchronous Motors for Flux Weakening Applications", EMD 1997, 1-3 September 1997, Conference Publication No. 444, IEE 1997
- [Kang 2000] G.H. Kang, J.P. Hong, G.T. Kim et J.W. Park, "Improved parameter modeling of interior permanent magnet synchronous motor based on finite element analysis", IEEE Transactions on Magnetics, vol.36, No.4, July, 2000, pp. 1867-1870
- [Lipo 2004] T.A. Lipo, M. Aydin, "Field Weakening of Permanent Magnet Machines – Design Approaches", Research Report, 2004-13.
- [Mester 2005] V. Mester, F. Gillon, P. Brochet, "*Optimal Design of Electric Vehicles Drive Train*", The International Journal for Computation and Mathematics in Electrical and Electronic Engineering (COMPEL), Proceedings Volume: 24, Issue: 3; 2005, pp. 967-983;
- [Multon 1995] Bernard Multon, Jean Lucidarme, Laurent Prdvond, "Analyse des possibilités de fonctionnement en régime de désexcitation des moteurs à aimants permanents", Journal de Physique III, 1995, pp.623-640
- [MultonE3996] Bernard Multon, Motorisation des véhicules électriques, Technique de l'Ingénieur,

- E 3996.
- [Multon95-96] B.Multon, L.Hirsinger, Problème de motorisation d'un véhicule électrique, Première partie, Revue 3E.I n°4, Décembre 1995, pp.53-64 ; Deuxième partie, Revue 3E.I n°5, Mars 1996, pp.55-64.
- [Provoost D5501] Marc Provoost, Christian Courtois, Traction électrique ferroviaire - Dynamique ferroviaire et sous-stations, Technique de l'ingénieur, D5501
- [Wang 2000] S. Wang, J. Kang, "Shape optimization of BLDC motor using 3-D finite element method", IEEE Transactions on Magnetics, vol.36, No.4, July, 2000, pp. 1119-1123
- [Wong 2001] J. Y. Wong, Theory of Ground Vehicles, Third Edition, John Wiley & Sons, Inc., 2001, ISBN: 0-471-35461-9.
- [Wiki Cd] Wikipedia, the free encyclopedia, Drag coefficient, Site web : http://en.wikipedia.org/wiki/Drag_coefficient.
- [Wiki Crr] Wikipedia, the free encyclopedia, Rolling resistance, Site web : http://en.wikipedia.org/wiki/Rolling_friction.
- [Wurtz 1998] F. Wurtz, J. Bignon, J.L.Coulomb, C. Espanet, et J.M. Kauffmann, "Methodological guidelines for the use of analytical and numerical models in a design process of an electromagnetic device", IEEE Transactions on Magnetics, vol.34, No.5, September, 1998, pp. 3411-3414.
- [Randi 2003] Sid Ali Randi, Conception systémique de chaînes de traction synchrones pour véhicule électrique, Thèse, n° d'ordre 1976, Toulouse, 2003.

CHAPITRE IV

Elaboration d'un cahier des charges dans une approche
systémique

4.1. ANALYSE DE SENSIBILITE DU MODELE DE CONCEPTION	129
4.1.1. MODELE DE CONCEPTION SYSTEMIQUE ETUDIE	130
4.1.1. ANALYSE DE SENSIBILITE.....	131
4.2. APPLICATION DEVAL-KART	133
4.2.1. PERFORMANCES IMPOSEES AU DEVAL-KART	133
4.2.2. LE PROBLEME D'OPTIMISATION	134
4.2.3. RESULTATS	136
4.2.4. CONCLUSION	139
4.3. CONCLUSION.....	140
4.4. REFERENCES.....	141

Chapitre 4

Elaboration d'un cahier des charges dans une approche systémique

Les applications présentées dans les chapitres 4 et 5 utilisent graduellement les possibilités de la méthodologie de conception présentée en chapitre 2 et les modèles du chapitre 3.

Deux applications sont abordées dans les chapitres 4 et 5. La première concerne une voiture électrique décrite dans le Tableau 6 avec les cycles de fonctionnement normalisés présentés dans le Tableau 5. La deuxième application concerne un kart électrique de loisir qui sera présenté dans ce chapitre.

Ce chapitre utilise des modèles de dimensionnement simplifiés, permettant de diminuer la taille du modèle systémique et d'accélérer les calculs. Ces modèles simples fournissent des informations précises car ils peuvent être élaborés à partir de produits existants. Le § 2.3.5.5.1 présente leurs définitions et le § 3.3.1 donne quelques exemples. Leur utilisation permet de travailler à un premier niveau du modèle de conception (voir § 2.3.6) et sont suffisants pour déterminer les cahiers des charges des composants de la chaîne de traction. En même temps, ils fournissent une image d'ensemble du système.

La première partie du chapitre présente un exemple de construction d'un modèle systémique à l'aide d'une analyse de sensibilité. L'exemple propose un modèle systémique constitué par des modèles simplifiés de composants. Ce modèle systémique est ensuite soumis à une analyse de sensibilité afin de déterminer les phénomènes les plus influents sur la réponse. Une fois les phénomènes influents déterminés, les modèles concernés peuvent être améliorés afin d'obtenir au final un modèle systémique adapté à l'objectif de conception.

La deuxième partie du chapitre applique le modèle de conception au cas spécifique d'un kart électrique afin de construire une image d'ensemble de la chaîne de traction pour différentes configurations : deux technologies de batterie et différents cas de fonctionnement.

4.1. Analyse de sensibilité du modèle de conception

Avant de mettre en œuvre le processus de conception, l'idée de granularité exposée au § 2.3.4 est exploitée sur un exemple. Dans cet exemple un modèle de conception systémique est construit à partir de modèles de composants très simples et ensuite seule les modèles les plus significatifs sont améliorés. L'influence des phénomènes est trouvée par des techniques de plans d'expériences (voir § 2.5) gérés par le logiciel Sophemis® [Vivier 2001] [Vivier 2002].

Ce logiciel exécute le modèle de conception systémique pour différentes valeurs de facteurs⁷³ sans que le modèle soit géré par optimisation. Dans ce cas, la non-linéarité du modèle de conception systémique (voir § 2.3.5.1) est résolue par une boucle interne comme présenté sur la Figure 2.16 et la Figure 4.1. Ainsi, pour un seul lancement du modèle de conception, le modèle tourne en boucle jusqu'à la convergence.

Le modèle de conception systémique est défini pour le véhicule présenté dans le Tableau 6 opérant sur le cycle de fonctionnement NEDC présenté sur la Figure 3.3. Le modèle est construit utilisant la méthodologie présentée dans le chapitre 2, les trois processus impliqués utilisant des modèles simples de composants. Le schéma global du modèle systémique est présenté sur la Figure 4.1. Le modèle de la dynamique du véhicule présent dans le processus 1 a été présenté dans § 3.1.2. Les autres modèles constituant concernent les composants et sont détaillés ci-dessous.

⁷³ Les facteurs sont des variables qui agissent sur le système étudié. Ils seront variés par la méthode des plans d'expériences afin de déterminer leur signification sur la réponse (l'objectif) [Pillet 1994, p.21] (voir § 2.5).

Etant donné que la dynamique du véhicule exige la masse totale du véhicule, l'information transitant par le lien C concerne la masse des composants, i.e. : masse du moteur m_m , masse du réducteur m_r et la masse de la batterie m_b . Ainsi, m_{in} et m_{out} sont des termes génériques, qui représentent respectivement, la masse entrant dans le processus 1 du modèle de conception et la masse sortant du processus 3. La Figure 4.1 présente le passage de cette information entre les processus 3 et 1.

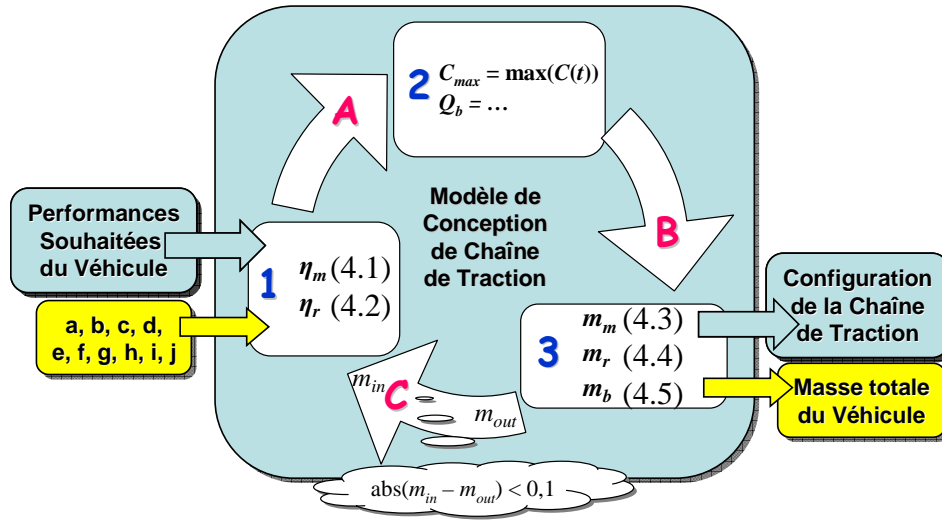


Figure 4.1. Modèle de conception soumis à une analyse de sensibilité

La Figure 4.1 présente également l'image globale du modèle systémique considéré ainsi que les entrées et les sorties du processus d'analyse de sensibilité. Ce modèle sera détaillé dans le paragraphe suivant.

4.1.1. Modèle de conception systémique étudié

Le modèle de conception considéré utilise des modèles de composants très simples. Le modèle dynamique (processus 1, voir § 3.1 et la Figure 4.1) contient les modèles du rendement des composants moteur et réducteur s'écrivant :

$$\eta_m = h - i \cdot j ; \text{ où } h = 0,98, i = 0,008 \text{ et } j = gr \quad (4.1)$$

$$\eta_r = f - g \cdot j ; \text{ où } f = 1, g = 0,008 \text{ et } j = gr \quad (4.2)$$

Ainsi, le rendement du moteur η_m et du réducteur η_r est représenté par une valeur qui change en fonction de la valeur du rapport de réduction du réducteur gr . En effet, dans le cas du moteur, le rapport de réduction influe indirectement sur la taille du moteur. Plus le couple maximal nécessaire est grand, plus la taille du moteur sera grande et plus son rendement sera important. De plus, le couple est inversement proportionnel au rapport de réduction. Alors, comme le rendement doit être calculé dans le processus 1, et comme l'information de couple est une sortie calculée en fonction du rapport de réduction dans le processus 2, il est plus simple de déterminer le rendement en fonction du rapport de réduction gr . Ainsi, pour une variation du rapport de réduction de 1 à 20 le rendement du moteur varie linéairement de 0,972 à 0,82, tandis que le rendement du réducteur varie entre 0,992 et 0,84.

Les modèles de dimensionnement sont des modèles simplifiés (voir § 2.3.5.5.1 et § 3.3.1) où les masses des composants sont déterminées par les relations :

$$m_m = a + b \cdot C_{\max} ; \text{ où } a = 4 \text{ et } b = 1,7 \quad (4.3)$$

$$m_r = c + d \cdot j ; \text{ où } c = 6, d = 2 \text{ et } j = gr \quad (4.4)$$

$$m_b = e \cdot Q_b ; \text{ où } e = u_b / sE_b = 24/70 = 0,343 \quad (4.5)$$

où C_{max} est le couple maximale du moteur et Q_b est la capacité de la batterie. Ces deux valeurs représentent les cahiers des charges des composants (moteur et batterie) et sont déterminées dans le processus 2 du modèle de conception comme présenté sur la Figure 4.1. u_b et sE_b sont respectivement : la tension de la batterie (à une valeur de 24V) et l'énergie spécifique de la batterie pour la technologie NiMH (70Wh/kg, voir le Tableau 16).

Les variables a, b, \dots, j des relations (4.1) à (4.5) représentent les facteurs du problème influençant la réponse. La réponse est la masse totale du véhicule. La Figure 4.1 montre les facteurs étudiés, les relations (4.1) à (4.5) et la réponse. Le modèle de conception est lancé pour le véhicule présenté dans le Tableau 6 sur le cycle de fonctionnement NEDC (voir Figure 3.3). Il a été répété 10 fois afin d'offrir une autonomie de l'ordre de 110 km pour un temps de fonctionnement de 3h16'.

4.1.1. Analyse de sensibilité

Afin d'examiner l'influence des facteurs a, b, \dots, j sur la masse totale du véhicule, les facteurs sont modifiés par la technique de plans d'expérience (plan factoriel complet, voir § 2.5) sur une plage de variation de -10% à +10%. A cette règle, les facteurs f et h font exception et sont définis entre -20% et 0% afin de ne pas fournir un rendement supérieur à 1 et pour garder le même domaine de variation. Les résultats issus de ce test sont présentés sur la Figure 4.2 et la Figure 4.3.

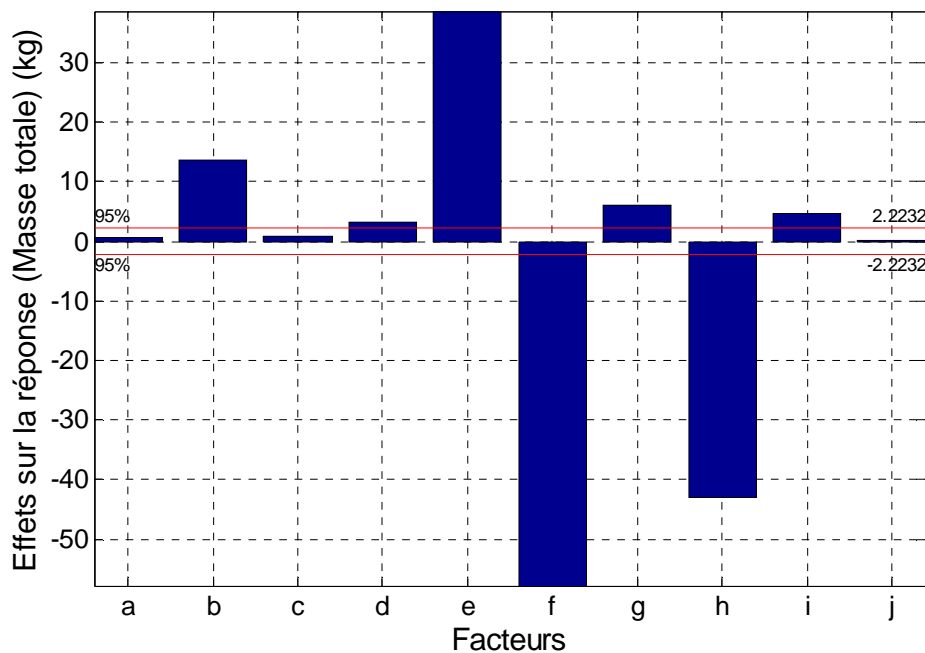


Figure 4.2. Effets des différents facteurs sur la réponse

La Figure 4.2 présente les effets des facteurs a, b, \dots, j sur la masse totale du véhicule. Ainsi, les facteurs les plus significatifs sont f, h , et e . L'effet positif indique que l'augmentation du facteur entraîne une augmentation de la réponse tandis qu'un effet négatif indique que l'augmentation du facteur entraîne la diminution de la réponse. Ainsi, pour une augmentation de la valeur de f , la réponse diminue. En effet, une augmentation du facteur f produit un rendement du réducteur supérieur (voir (4.2)) ce qui diminue les pertes minimisant ainsi la masse de la batterie, donc la masse totale du véhicule.

La Figure 4.3 classe les facteurs en fonction de leur influence sur la réponse et donne également le gain apporté sur la masse du véhicule si l'objectif est sa diminution. Ainsi, comme le montre la Figure 4.3.b le facteur f seul représente 40,9 % du gain total. Cela produit une diminution d'environ 58kg de

la valeur de la masse comme présenté sur la Figure 4.3.a, où la valeur de 1343,33kg représente la valeur moyenne de la réponse⁷⁴. L'influence cumulée des facteurs f , h et e représente 85,9% du gain total avec une diminution de la masse totale d'environ 121kg soit de 9%⁷⁵.

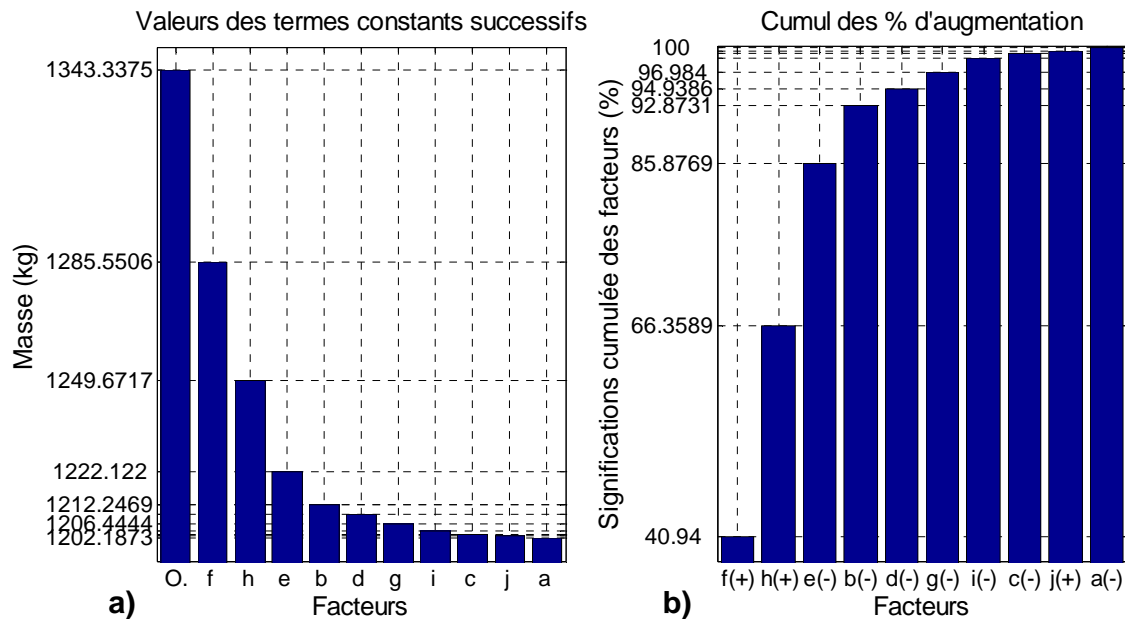


Figure 4.3. Classification des facteurs en fonction de leur influence sur la réponse : a) La diminution de la masse opérée par chaque facteur ; b) La cumulation des pourcentages de gain.

Le facteur e représente le ratio entre la tension aux bornes de la batterie et l'énergie spécifique de celle-ci. Il ne nécessite pas une modélisation plus précise mais un bon choix de la valeur des variables u_b et sE_b . Par contre, les facteurs f et h sont directement reliés au rendement du moteur et du réducteur et leur modèle peut être amélioré afin de représenter plus fidèlement les phénomènes réels. Ceci est important du fait de leur grande influence sur la réponse.

Ainsi, le modèle de rendement du moteur peut être sensiblement amélioré en considérant la relation suivante :

$$\eta_m = SURF \cdot (0,98 - 0,008 \cdot gr) = \eta_m(C, \Omega, gr) \quad (4.6)$$

où $SURF$ est la forme de surface de rendement en fonction de la vitesse et du couple défini entre 0 et 1, (voir Figure 4.7 pour un exemple de forme de surface de rendement). Cette relation permet de modifier l'amplitude de la surface de rendement en fonction du couple C , de la vitesse Ω et du rapport de réduction gr .

L'exemple traité présente l'intérêt de l'analyse de sensibilité. Elle permet un classement des phénomènes les plus significatifs sur la réponse. Ensuite, le concepteur peut utiliser cette connaissance afin d'améliorer le modèle des composants dont les paramètres sont les plus influents et de construire un modèle systémique mieux adapté à son objectif. Dans notre exemple, étant donné son influence sur la masse totale du véhicule, il apparaît explicitement que le rendement du moteur doit être modélisé précisément.

⁷⁴ La moyenne générale de la réponse lors d'un essai est la valeur de la réponse au point central du domaine d'étude [Pillet 1994, p.30].

⁷⁵ Par rapport à la valeur de la moyenne générale.

4.2. Application Déval-kart

Le déval-kart est un loisir d'extérieur pour les personnes à la recherche de sensations de vitesse sur terrain accidenté. Son principe est simple : descendre une pente dans une machine non motorisée, équipé seulement d'un volant, de quatre roues et de freins. Cette nouvelle activité s'adresse aux jeunes et à un public sportif. Elle est bien adaptée aux stations de sports d'hiver permettant aux remontes-pentes d'être exploitées en été, les terrains des pistes de ski étant appropriés pour cette activité. La mise en place de cette activité n'impose qu'un faible investissement pour une station de sports d'hiver et permet d'attirer un grand nombre de clients l'été. La Figure 4.4 présente le déval-kart avec un châssis renforcé et des pneus spécifiques.



Figure 4.4. Le Déval-kart

L'attraction du déval-kart est telle que les utilisateurs souhaitent pratiquer ce loisir près de leur domicile et non seulement à la montagne. Beaucoup de régions ont des sites appropriés pour le déval-kart mais ne sont pas équipés de remontes pentes. Ainsi, la motorisation des karts permettrait l'extension géographique de ce loisir, si et seulement si, un certain nombre de contraintes sont respectées.

Ainsi, préserver la paix d'un emplacement naturel est d'une importance capitale et implique l'utilisation d'une motorisation électrique afin de réduire au minimum les effets nuisibles du bruit.

En raison de la configuration spécifique de chaque emplacement, il est intéressant d'avoir un outil pour déterminer les composants de la chaîne de traction afin d'assurer les conditions de fonctionnement. Ce besoin peut être complètement pris en charge par l'outil « monVEOptim » développé à partir de la méthodologie de conception optimale systémique.

Les paramètres du kart utilisés en simulation sont présentés dans le Tableau 13.

Tableau 13. Paramètres du déval-kart

Symbole	Description	Unité	Valeurs
M	Masse du véhicule	(kg)	114
C_r	Coefficient de résistance au roulement	(/)	0,02
C_d	Coefficient de pénétration dans l'air	(/)	0,5
S_f	Section frontale du véhicule	(m ²)	1,5
r	Rayon des pneumatiques	(m)	0,18

4.2.1. Performances imposées au déval-kart

Le kart fonctionne sur un profil géographique et de vitesse spécifique présenté sur la Figure 4.5. Ce profil de vitesse a été déterminé à partir du profil géographique pour une vitesse maximale de 25 km/h,

un temps de parcours de 8 minutes, ceci pour une distance de 1453m. Ainsi, le kart part du haut d'une colline, descend à une vitesse moyenne d'environ 20km/h sur une distance de 400m avec ou sans motorisation et remonte ensuite en électrique jusqu'au point du départ.

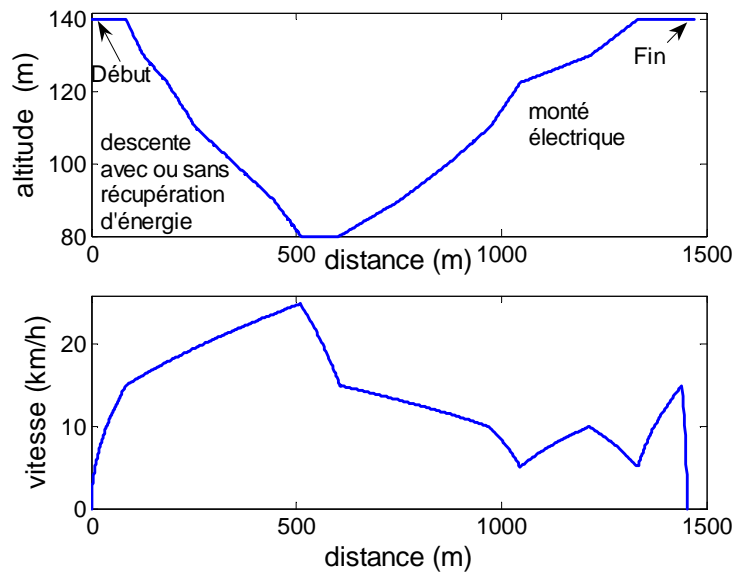


Figure 4.5. Le cahier des charges du Déval-kart : le profil géographique ; le profil de vitesse déterminée en fonction de la distance parcourue.

Le kart électrique à concevoir est censé être utilisé 5 ans, 12 semaines par an, 6 jours par semaine et 8 heures par jour. Etant donné qu'un cycle total du kart prend 15 minutes, avec 8 minutes de fonctionnement effectif, le kart fera 32 cycles par jour sans changement de batterie, ou 2 fois 16 cycles avec changement de batterie. Dans le deuxième cas, la chaîne de traction du kart sera dimensionnée pour seulement 16 cycles, mais en prenant en compte le coût des batteries qui est double à raison de 2 batteries par kart. Les batteries sont changées une fois par jour pendant la pause du midi, les deux batteries étant ensuite rechargées pendant leur période de non utilisation. Dans le cas des 32 cycles, le kart n'aura qu'une seule batterie pour toute la journée. Celle-ci batterie sera rechargée pendant la nuit. Ces deux modes de fonctionnement sont examinés et comparés.

4.2.2. Le problème d'optimisation

Le but du problème d'optimisation est le choix de la technologie des batteries, de leur capacité et le calcul de la puissance moteur nécessaire (couple / vitesse). De plus, il serait également intéressant de savoir l'intérêt économique d'une solution avec ou sans récupération d'énergie. Ces objectifs seront étudiés dans le contexte de la conception optimale systémique des chaînes de traction avec l'objectif de la minimisation de la masse ou du coût du véhicule. Ces critères énergétiques et économiques (voir § 2.1.1) étant les plus importants dans l'optimisation des chaînes de traction électrique.

Ainsi, le logiciel « monVEOptim » est utilisé sur ce cas test afin de trouver les configurations optimales dans différentes conditions :

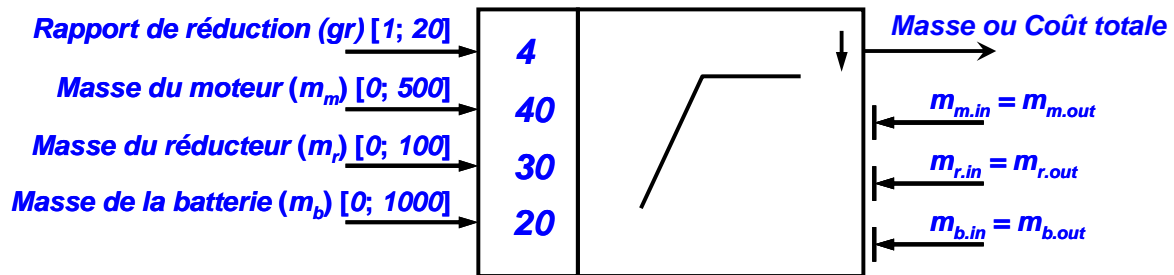
- avec ou sans récupération d'énergie ;
- avec des batteries de technologies Pb (Plomb-Acide) ou NiMH (Nickel Métal Hydrure) ;
- avec 16 ou 32 cycles soit une ou deux batteries

Etant donné que la méthode « SQP » ne permet pas l'utilisation de variables discrètes, plusieurs optimisations sont réalisées pour chaque configuration. Le Tableau 14 présente les différentes combinaisons testées, qui sont données par un plan d'expériences factoriel 2^3 . Ainsi, on obtiendra un résultat optimal pour chaque configuration ; huit optimisations différentes seront donc lancées. En suite, le client comparera les résultats et choisira la configuration la plus adaptée à ses besoins.

Tableau 14. Les 8 configurations considérées pour l'optimisation

Configuration n°	1	2	3	4	5	6	7	8
Type de Batterie	Pb	Pb	Pb	Pb	NiMH	NiMH	NiMH	NiMH
Nombre de Cycle	16	16	32	32	16	16	32	32
Récupération	avec	sans	avec	sans	avec	sans	avec	sans

Le problème d'optimisation sera un problème simple à 4 variables de conception et 3 contraintes d'égalité (voir la Figure 4.6). Une des variables est le rapport de réduction entre le moteur et la roue gr . Cette variable est très importante pour le dimensionnement du moteur de traction, permettant souvent une économie conséquente sur la masse du moteur dont les dimensions sont déterminées principalement par le couple à fournir [MultonE3996], [Chan 2001]. Ainsi, un rapport de réduction plus grand permet d'avoir un moteur plus petit pour une même puissance.

**Figure 4.6. Le problème d'optimisation**

Les trois autres variables de conception sont les masses des composants (moteur m_m , réducteur m_r et batterie m_b). Elles représentent l'information transitant le lien C de la structure du modèle de conception (voir la Figure 2.16) et sont donc définies comme variables de conception et contraintes d'égalité. Elles seront des entrées du problème (m_{in}), et donc modifiées durant l'optimisation afin d'avoir la même valeur à la fin du calcul ($m_{in} = m_{out}$). Dans cet exemple, la masse du convertisseur est négligée.

Les problèmes d'optimisation s'énoncent :

$$\min_{gr, m_m, m_r, m_b} M \quad \text{où} \quad M = m_v + m_m + m_r + m_b + m_p \quad (4.7)$$

ou

$$\min_{gr, m_m, m_r, m_b} C \quad \text{où} \quad C = c_v + c_m + c_r + c_b + c_c \quad (4.8)$$

avec M la masse totale du kart et C le coût total du kart. Toutes les variables ainsi que les modèles de dimensionnement simplifiés sont présentés dans le Tableau 15.

Tableau 15. Modèles de dimensionnement simplifiés pour le calcul de la masse et du coût des composants

	Mass (kg)	Coût (€)
Châssis du kart	$m_v = 114$	$c_v = 2200$
Moteur électrique	$m_m = 4 + 1.7 \cdot C_{\max}$	$c_m = 250 + 107 \cdot P_{\max}$
Réducteur et transmission	$m_r = gr/2$	$c_r = 100$
Batterie	$m_b = E_b / sE_b$	$c_b = sc_b \cdot E_b / 1000$
Convertisseur		$c_c = 200 + 120 \cdot P_{\max}$
Charge : une personne	$m_p = 80$	

C_{\max} (Nm), E_b (Wh), et P_{\max} (kW) représentent le cahier des charges des composants. Ils sont calculés dans le processus 2 du modèle de conception (voir la Figure 2.16) à partir d'informations instantanées

provenant du modèle dynamique inverse du véhicule (processus 1 du modèle de conception) et représentent respectivement le couple maximal exigé au moteur électrique, l'énergie requise à la batterie afin de fournir les performances imposées, et la puissance maximale du moteur. sE_b et sc_b représentent l'énergie spécifique et le coût spécifique de la batterie pour les deux technologies présenté dans le Tableau 16.

Tableau 16. Les caractéristiques des batteries pour les technologies au Pb et au NiMH

Type de batterie	Energie Spécifique sE_b - (Wh/kg)	Coût Spécifique sc_b - (€/kWh)	Durée de vie <i>nombre de cycles</i>
Plomb – (Pb)	35	150	600 - 1000
Nickel-Métal Hydride – (NiMH)	70	250	1500

En ce qui concerne les modèles dynamiques des composants batterie et convertisseur leur rendement est égal à 1. Par contre, le réducteur à un rendement directement proportionnel au rapport de réduction (4.2) et le moteur a un rendement sous la forme d'une surface qui augmente ou diminue en fonction de la taille du moteur mais ne change pas de forme (4.6). La surface de rendement du moteur correspondant à un rapport de réduction gr égal à 5,8 est présentée sur la Figure 4.7⁷⁶.

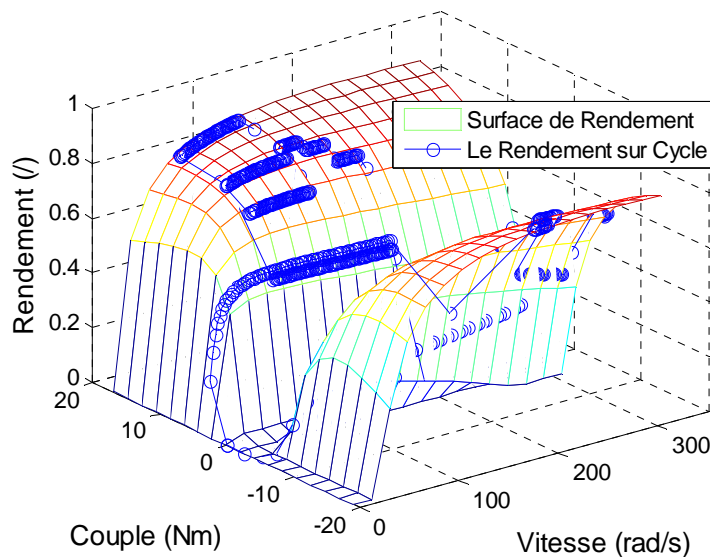


Figure 4.7. Surface de rendement du moteur pour $gr = 5,8$ et rendement instantané sur le cycle

Ainsi, la relation (4.6) permet de modifier l'amplitude de la surface de rendement selon le rapport de réduction gr . Dans ce cas, le rendement instantané du moteur dépend du rapport de réduction, du couple instantané et de la vitesse instantanée.

4.2.3. Résultats

Les résultats des optimisations sont présentés sur la Figure 4.8, en fonction des deux critères : la masse et le coût. Les grands points sont les points optimaux déterminés pour une configuration dimensionnée pour 32 cycles, tandis que les petits points correspondent aux configurations dimensionnés pour 16 cycles.

⁷⁶ La Figure 4.7 correspond au point de la solution optimale pour la configuration 1 (voir le Tableau 14).

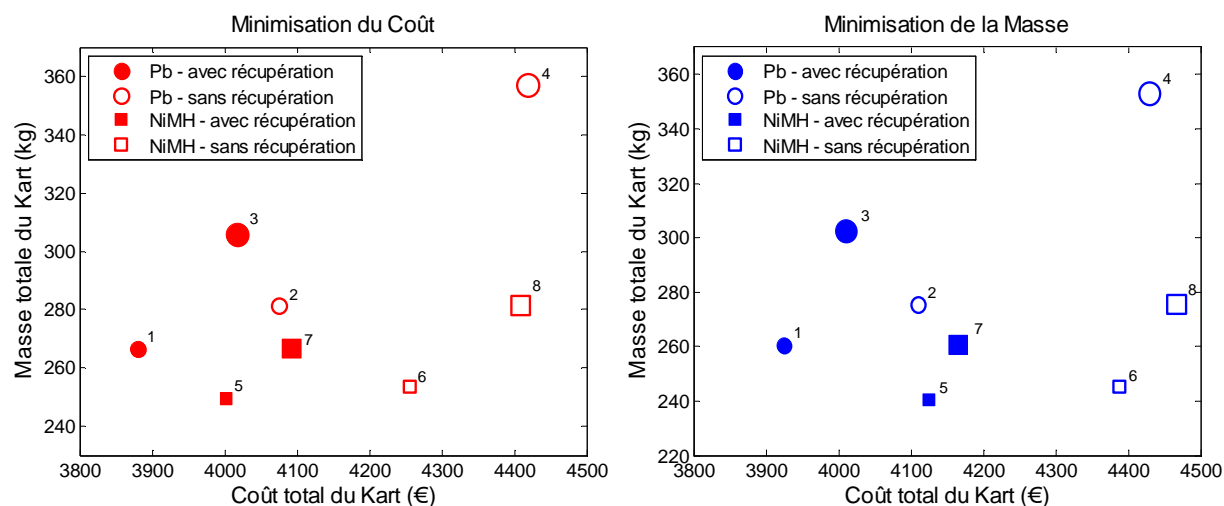


Figure 4.8. Les résultats des optimisations

Les valeurs numériques de la masse et du coût issues des optimisations pour les 8 configurations sont présentées dans le Tableau 17, Tableau 18, Tableau 19 et Tableau 20. Ceux-ci fournissent les différences entre les points optimaux permettant de choisir la configuration s'accordant mieux aux besoins et aux préférences du client.

Par exemple, la différence en terme de masse entre les configurations 1 et 3 (pour les solutions trouvées par la minimisation de la masse) est reportée dans le Tableau 17. Donc, pour passer de 1 à 3 il faut considérer la ligne n°1 avec la colonne n°3 ce qui donne un surplus de 42kg⁷⁷. En termes de coût, toujours pour la minimisation de la masse (Tableau 18), l'augmentation est de 84€.

Tableau 17. Variation de la Masse avec les solutions trouvées par la minimisation de la Masse (kg)

		1	2	3	4	5	6	7	8
	MASSE	260,73	275,68	302,73	353,29	240,52	245,19	260,72	275,68
1	260,73	0	14,95	42	92,56	-20,21	-15,54	-0,01	14,95
2	275,68	-14,95	0	27,05	77,61	-35,16	-30,49	14,96	0
3	302,73	-42	-27,05	0	50,56	-62,21	-57,54	-42,01	-27,05
4	353,29	-92,56	-77,61	-50,56	0	-112,77	-108,1	-92,57	-77,61
5	240,52	20,21	35,16	62,21	112,77	0	4,67	20,2	35,16
6	245,19	15,54	30,49	57,54	108,1	-4,67	0	15,53	30,49
7	260,72	0,01	14,96	42,01	92,57	-20,2	-15,53	0	14,96
8	275,68	-14,95	0	27,05	77,61	-35,16	-30,49	-14,96	0

Tableau 18. Variation du Coût avec les solutions trouvées par la minimisation de la Masse (€)

		1	2	3	4	5	6	7	8
	COÛT	3925,8	4111	4009,8	4429,3	4125,2	4388,6	4164,9	4467,5
1	3925,8	0	185,2	84	503,5	199,4	462,8	239,1	541,7
2	4111	-185,2	0	-101,2	318,3	14,2	277,6	53,9	356,5
3	4009,8	-84	101,2	0	419,5	115,4	378,8	155,1	457,7
4	4429,3	-503,5	-318,3	-419,5	0	-304,1	-40,7	-264,4	38,2
5	4125,2	-199,4	-14,2	-115,4	304,1	0	263,4	39,7	342,3
6	4388,6	-462,8	-277,6	-378,8	40,7	-263,4	0	-223,7	78,9
7	4164,9	-239,1	-53,9	-155,1	264,4	-39,7	223,7	0	302,6
8	4467,5	-541,7	-356,5	-457,7	-38,2	-342,3	-78,9	-302,6	0

⁷⁷ A l'inverse, pour passer de la configuration 3 à la configuration 1, il faut considérer la ligne n°3 et colonne n°1 ce qui donne une réduction de 42kg (-42).

Tableau 19. Variation de la Masse avec les solutions trouvées par la minimisation du Coût (kg)

		1	2	3	4	5	6	7	8
	MASSE	266,52	281,44	305,97	356,92	249,4	253,67	266,53	281,44
1	266,52	0	14,92	39,45	90,4	-17,12	-12,85	0,01	14,92
2	281,44	-14,92	0	24,53	75,48	-32,04	-27,77	-14,91	0
3	305,97	-39,45	-24,53	0	50,95	-56,57	-52,3	-39,44	-24,53
4	356,92	-90,4	-75,48	-50,95	0	-107,52	-103,25	-90,39	-75,48
5	249,4	17,12	32,04	56,57	107,52	0	4,27	17,13	32,04
6	253,67	12,85	27,77	52,3	103,25	-4,27	0	12,86	27,77
7	266,53	-0,01	14,91	39,44	90,39	-17,13	-12,86	0	14,91
8	281,44	-14,92	0	24,53	75,48	-32,04	-27,77	-14,91	0

Tableau 20. Variation du Coût avec les solutions trouvées par la minimisation du Coût (€)

		1	2	3	4	5	6	7	8
	COÛT	3879,3	4075,7	4017,5	4417,9	4003	4254,9	4092,8	4408,6
1	3879,3	0	196,4	138,2	538,6	123,7	375,6	213,5	529,3
2	4075,7	-196,4	0	-58,2	342,2	-72,7	179,2	17,1	332,9
3	4017,5	-138,2	58,2	0	400,4	-14,5	237,4	75,3	391,1
4	4417,9	-538,6	-342,2	-400,4	0	-414,9	-163	-325,1	-9,3
5	4003	-123,7	72,7	14,5	414,9	0	251,9	89,8	405,6
6	4254,9	-375,6	-179,2	-237,4	163	-251,9	0	-162,1	153,7
7	4092,8	-213,5	-17,1	-75,3	325,1	-89,8	162,1	0	315,8
8	4408,6	-529,3	-332,9	-391,1	9,3	-405,6	-153,7	-315,8	0

On observe une liaison forte entre les solutions trouvées par la minimisation de la masse et du coût. En effet, la plus grande différence par rapport au coût est d'environ 100€ et concernent les configurations 5 et 6, c'est à dire celles utilisant la technologie NiMH dimensionnée pour 16 cycles. En ce qui concerne la masse la différence maximale reste inférieure à 10kg.

En général, le critère le plus important est le coût. Le client préfère une configuration moins chère avec des performances identiques, même si la masse est un peu plus élevée⁷⁸.

Si on observe le coût sur la Figure 4.8, la meilleure solution correspond à la configuration n°1, ayant une chaîne de traction avec récupération d'énergie et aux batteries de technologie Pb dimensionnées pour 16 cycles.

Néanmoins, grâce aux valeurs numériques affichées dans les tableaux, il est possible de constater les différences entre toutes les configurations en termes de masse et de prix quant on doit passer d'une configuration à une autre. Ainsi, si le client préfère payer des frais supplémentaires afin d'avoir seulement une seule batterie pour la journée entière, il doit passer de la configuration 1 à 3. Pour cela il doit payer une différence de 138,2 € et accepter un kart ayant 39,45 kilogrammes de plus (voir Tableau 19 et Tableau 20).

On remarque également que même si la durée de vie de la batterie NiMH est presque double par rapport à la batterie Pb (voir le Tableau 16), il n'est pas intéressant de l'utiliser pour cette application. En effet, la batterie au Pb sélectionnée peut être utilisée pendant dix ans, exécutant environ 720 cycles, ce qui est suffisant par rapport aux 5 ans demandés dans le cahier des charges.

D'autres résultats issus de la minimisation du coût pour les 8 configurations sont présentés dans le Tableau 21. L'optimisation est très rapide, le temps de convergence moyen des 8 optimisations est d'environ 1 minute.

⁷⁸ Cela d'autant plus que la plus grande différence en termes de masse n'excède pas 10kg.

Tableau 21. Résultats des optimisations pour la minimisation du Coût

	Unités	1	2	3	4	5	6	7	8
Masse totale	(kg)	267	281	306	357	249	254	267	281
Coût total	(€)	3879	4076	4017	4402	4003	4254	4093	4409
Rapport de réduction	(/)	4,2	4,8	4,5	5,4	4	4,53	4,19	4,8
Masse du moteur	(kg)	40	37,5	42	41	39	35,7	40	37,5
Masse du réducteur	(kg)	2	2,4	2,3	2,7	2	2,3	2	2,4
Masse de la batterie	(kg)	31	48	67	118	15	22	31	47,6
Coût du moteur	(€)	631	639	681	745	601	602	631	639,5
Coût de la batterie	(€)	320	499	354	619	509	759	534	832
Coût du convertisseur	(€)	628	636	683	755	593	594	628	637
Capacité de la batterie	(Ah)	44,5	69	98	172	42	63,2	88,96	138,7

Selon le Tableau 21, la récupération permet de gagner⁷⁹ entre 5 et 10% du coût total, et entre 46 et 76% en capacité ou masse de batterie, mais seulement entre 2 et 17% sur la masse totale, ceci du fait que la masse du moteur diminue pour les configurations sans récupération⁸⁰.

Le rapport de réduction varie légèrement entre 4 et 5,4 pour les 8 configurations. Afin de comprendre son évolution durant l'optimisation nous allons considérer le Tableau 22 illustrant son influence sur le système.

Tableau 22. Influence du rapport de réduction sur le système

Rapport de réduction	Couple moteur	Masse moteur	Rendement moteur	Energie batterie	Masse batterie	Coût batterie
Augmente (↗)	Diminue (↘)	Diminue (↘)	Diminue (↘)	Augmente (↗)	Augmente (↗)	Augmente (↗)
Diminue (↘)	Augmente (↗)	Augmente (↗)	Augmente (↗)	Diminue (↘)	Diminue (↘)	Diminue (↘)

Ainsi, une augmentation du rapport de réduction entraîne une diminution du couple moteur⁸¹, et par conséquence, produit un moteur plus petit avec une masse inférieure. Cela diminue le rendement du moteur imposant à la batterie un surplus d'énergie en augmentant ainsi la masse et le coût de la batterie. Dans le cas de la diminution du rapport de réduction, le processus évolue de la même manière mais en sens inverse.

On constate que pour un changement du rapport de réduction, les caractéristiques du moteur et de la batterie évoluent en sens contraire : si la masse et le coût du moteur diminuent, la masse et le coût de la batterie augmentent, et inversement ! Mais, les deux composants influent sur la masse et le coût total représentant l'objectif du problème d'optimisation. Ainsi, la valeur optimale du rapport de réduction correspond à l'équilibre du système et définit la bonne proportion de la masse (ou coût) des deux composants dans la masse (ou coût) total en fonction de leur influence sur la réponse.

4.2.4. Conclusion

La méthodologie de conception optimale proposée permet de concevoir la chaîne de traction d'un kart électrique pour un cycle de fonctionnement spécifique. Ainsi, la méthodologie a la capacité d'adapter la chaîne de traction à différents cycles de fonctionnement afin de toujours obtenir les performances désirées.

L'application considérée a permis de mettre en œuvre la méthodologie à son premier niveau. Ainsi, pour 8 configurations différentes, le modèle de conception fournit les configurations optimales de la chaîne de traction, ce qui permet au client de choisir celle lui convenant la mieux. L'application

⁷⁹ En prenant en compte les quatre configurations différentes : 1-2, 3-4, 5-6 et 7-8.

⁸⁰ Le moteur est plus volumineuse si on a de la récupération du fait que, sur le parcours donné, le couple en régime génératrice est plus grand que le couple en régime moteur, et c'est le plus élevé qui dimensionne le moteur.

⁸¹ Etant donné que le couple (ou la puissance) à la roue ne change pas.

illustre bien l'intérêt d'utiliser des modèles de composants simples au sein de la méthodologie de conception. De plus, l'utilisation de modèles simples rend très accessible une telle étude.

Grâce à des critères économiques, l'outil permet de juger de l'intérêt d'une solution avec récupération d'énergie et de discriminer différentes technologies de batterie. La méthodologie fournit toujours une chaîne de traction optimale pour une configuration donnée ce qui permet de faire des choix rationnels.

4.3. Conclusion

Le chapitre a illustré les possibilités du modèle de conception à partir de modèles simples pour ses trois processus principales (dynamique, cahier des charges et dimensionnement). L'application présentée illustre l'accessibilité d'une telle démarche grâce à une bonne méthodologie de conception.

Pour commencer, nous avons présenté un exemple simple de construction d'un modèle systémique d'une manière rationnelle. Ainsi, le concepteur commence avec des modèles simples. Un plan d'expériences de criblage permet alors d'identifier les sous modèles les plus importants. Ceux-ci sont éventuellement détaillés jusqu'à un niveau satisfaisant. Cette approche est originale et évite d'avoir un modèle lourd sans raison. Il s'intègre bien dans le processus de conception du fait que le modèle systémique est défini en concordance avec l'objectif du concepteur et ne contient que les éléments nécessaires.

Ensuite, nous avons abordé le problème de conception optimale systémique en utilisant des modèles de composants simples, ce qui a permis d'identifier la meilleure configuration optimale entre 8 configurations différentes. Cette approche représente un aide précieuse à la décision. Elle permet de connaître les avantages pratiques des différentes technologies, des différentes associations afin de faire le meilleur choix.

Ainsi, si le but est le choix de la meilleure association entre des composants existants, les modèles de dimensionnement simplifiés, construits à partir de données constructeurs, sont parfaitement adaptés.

Cependant, si la conception détaillée d'un ou plusieurs composants est envisagée, il est nécessaire de remplacer le modèle de dimensionnement simplifié par un modèle détaillé. Un exemple d'une telle démarche est présenté dans le suivant.

4.4. Références

- [Ademe 2005] Ademe, La Voiture, la conduire, l'entretenir, la changer pour consommer et polluer moins, Réf. : 4274, Mars 2005, Téléchargement gratuit : www2.ademe.fr/servlet/getDoc?cid=96&m=3&id=25241&p1=06&p2=12&ref=12441.
- [Chan 2001] C. C. Chan, K. T. Chau, Modern Electric Vehicle Technology, Oxford University Press Inc., New York, 2001, ISBN: 0-19-850416-0
- [MultonE3996] Bernard MULTON, *Motorisation des véhicules électriques*, Technique de l'Ingénieur, E 3996.
- [Pillet 1994] Maurice PILLET, Introduction aux plans d'expériences par la méthode Taguchi, Les Editions d'Organisation, Deuxième édition, 1994, ISBN : 2-7081-1442-5
- [Vivier 2001] Vivier S., Gillon F., Brochet P. "Optimization techniques derived from experimental design method and their application to the design of a Brushless D.C Motor ", IEEE Transaction On Magnetics, vol. 37, no. 5, pp. 3622-3626, September 2001
- [Vivier 2002] Stéphane Vivier, "Stratégie d'optimisation par la méthode des plans d'expériences et application aux dispositifs électrotechniques modélisés par éléments finis", Thèse, Juillet 2002, N° d'ordre 3151

CHAPITRE V

Conception d'un composant dans une approche
systémique

5.1. CONCEPTION D'UN MOTEUR-ROUE PAR UNE APPROCHE SYSTEMIQUE.....	145
5.1.1. PROBLEME D'OPTIMISATION.....	145
5.1.2. RESULTATS DU PROCESSUS DE CONCEPTION.....	149
5.1.3. CONCLUSION.....	154
5.2. DIMENSIONNEMENT D'UN MOTEUR ELECTRIQUE PAR UN MODELE MULTI-PHYSIQUE	155
5.2.1. LE MULTI-MODELE ET LE PROBLEME D'OPTIMISATION.....	155
5.2.1.1. <i>Modèle Electromagnétique Numérique</i>	156
5.2.1.2. <i>Modèle Thermique Analytique</i>	156
5.2.1.3. <i>Modèle Vibro-acoustique Analytique « Surrogate »</i>	157
5.2.3. RESULTATS D'OPTIMISATIONS.....	160
5.2.4. CONCLUSION.....	166
5.3. CONCLUSION.....	167
5.4. REFERENCES.....	168
ANNEXE 5.1 – FICHIER MATLAB REPRESENTANT LE MODELE THERMIQUE EN REGIME PERMANENT.....	186
ANNEXE 5.2 – FICHIER MATLAB DE CONSTRUCTION DU MODELE « SURROGATE ».....	188
ANNEXE 5.3 – FICHIER MATLAB REPRESENTANT LE MODELE « SURROGATE » DU BRUIT MAXIMALE DU MOTEUR.....	190

Chapitre 5

Conception d'un composant dans une approche systémique

La méthodologie proposée pour la conception optimale systémique apporte une grande souplesse à la démarche, en permettant au concepteur de choisir le niveau de granularité de ses modèles. Ainsi, un composant peut être conçu à partir d'un modèle de dimensionnement détaillé, ceci sans perdre ses interactions avec le reste du système, représenté par des modèles plus grossiers. Le concepteur peut donc se concentrer sur la conception d'un ou de plusieurs composants conformes à ses besoins et à ses compétences.

Ce chapitre présente deux applications différentes. La première décrit la conception d'un moteur-roue dans une approche systémique, la deuxième le dimensionnement d'un moteur de traction en utilisant un modèle multi-physique en vue de son utilisation dans un processus de conception systémique.

5.1. Conception d'un moteur-roue par une approche systémique

La méthodologie est appliquée afin de concevoir un moteur-roue (voir § 3.3.2.1.2) pour la chaîne de traction d'un kart électrique (voir Figure 4.4), dans une approche systémique. La conception prend en compte les caractéristiques dynamiques désirées du kart (voir Figure 4.5) [Figuroa 2006], [Schneider 2004] avec l'objectif de dimensionner le moteur avec le potentiel de fonctionner en surcharge.

Par rapport au § 4.2.1, le cycle du kart électrique a été légèrement modifié : un cycle dure 10 minutes, avec 8 minutes de fonctionnement proprement dit. Ainsi, durant les 8 heures de fonctionnement pour une journée de travail, il fait 50 cycles sans changer la batterie. La batterie sera rechargée durant la nuit.

Le kart est propulsé par deux moteurs de type moteur-roue à entraînement direct (sans réducteur) qui prennent leur énergie d'une batterie de technologie NiMH. Les pertes et la masse des convertisseurs sont négligées. Ainsi, les deux principaux composants de la chaîne de traction sont le moteur-roue et la batterie.

5.1.1. Problème d'Optimisation

Le problème d'optimisation présenté en Figure 5.1 compte 9 variables de conception, 9 contraintes d'inégalité, 1 contrainte d'égalité et l'objectif. Le problème est résolu pour deux objectifs différents afin de souligner l'intérêt d'une approche systémique. Le premier (5.1) est la minimisation de la masse du moteur M_m et se concentre sur un composant. Le second (5.2) est la minimisation de la masse totale du véhicule M_w ; dans ce cas, l'objectif prend en compte le système entier.

$$\min_x M_m(x) \quad (5.1)$$

et

$$\min_x M_w(x) \quad (5.2)$$

La Figure 5.1 détaille également les plages de variation des variables de conception et indique leur valeur initiale. Pour la résolution de ce problème, nous avons utilisé la méthode SQP. Plusieurs valeurs initiales choisies aléatoirement ont été utilisées afin de favoriser la convergence de l'algorithme vers la

solution globale du problème.

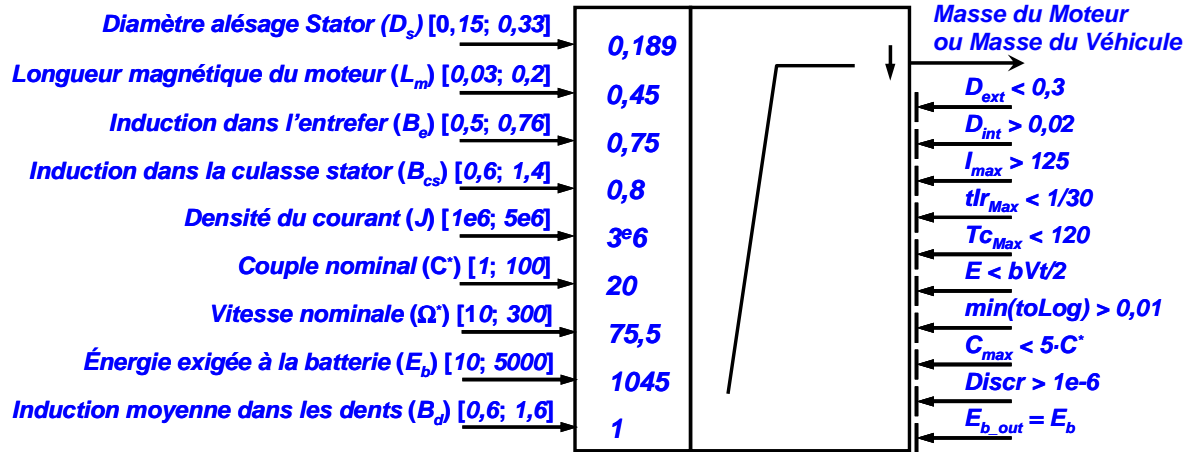


Figure 5.1. Schéma du problème d'optimisation

Le processus de conception optimale systémique correspondant à la Figure 5.1 est détaillé sur la Figure 5.2 avec la symbolique introduite au chapitre 2. Cette figure inclut les trois processus du modèle de conception (Figure 2.16) ainsi que l'algorithme d'optimisation avec contraintes qui gère le processus de conception optimale. L'interface du logiciel « monVEOptim » utilisée pour résoudre ce problème d'optimisation est présentée sur la Figure 5.3.

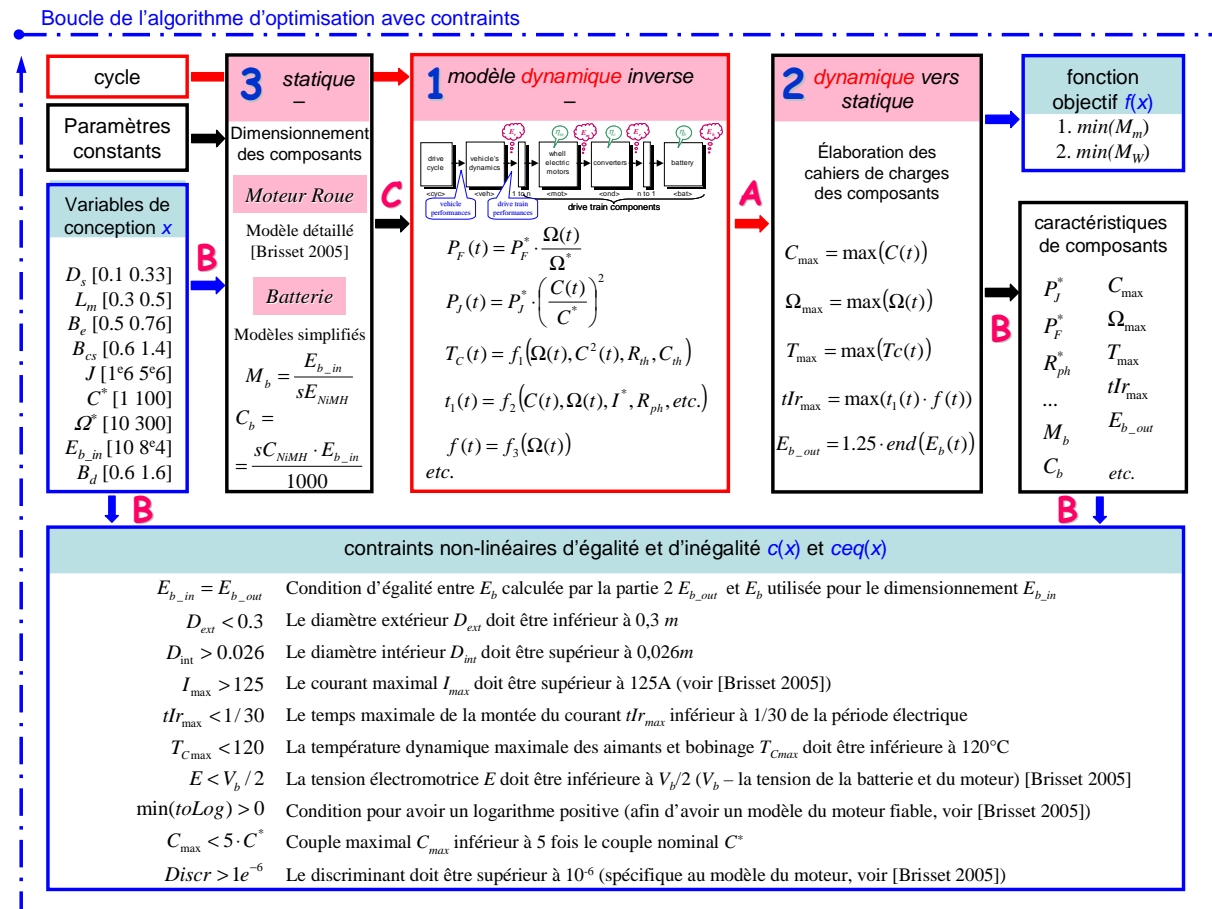


Figure 5.2. Schéma du processus de conception optimale systémique

Comme expliquée dans § 2.3.5.6 et présentée sur la Figure 5.2, le processus 3 du modèle de conception (dimensionnement des composants) est exécuté en premier, c'est à dire que le lien B (entre les processus 2 et 3) est passé par contraintes, et les liens C et A sont directs. Cette permutation

simplifie énormément le problème de conception en nombre de variables de conception (de 18 à 9) et de contraintes d'égalité (de 10 à 1) par rapport à la situation où le lien C est passé par contraintes.

En effet, pour ce problème de conception, il y a 10 variables transitant le lien C et seulement une passant par le lien B : l'énergie exigée à la batterie E_b ⁸².

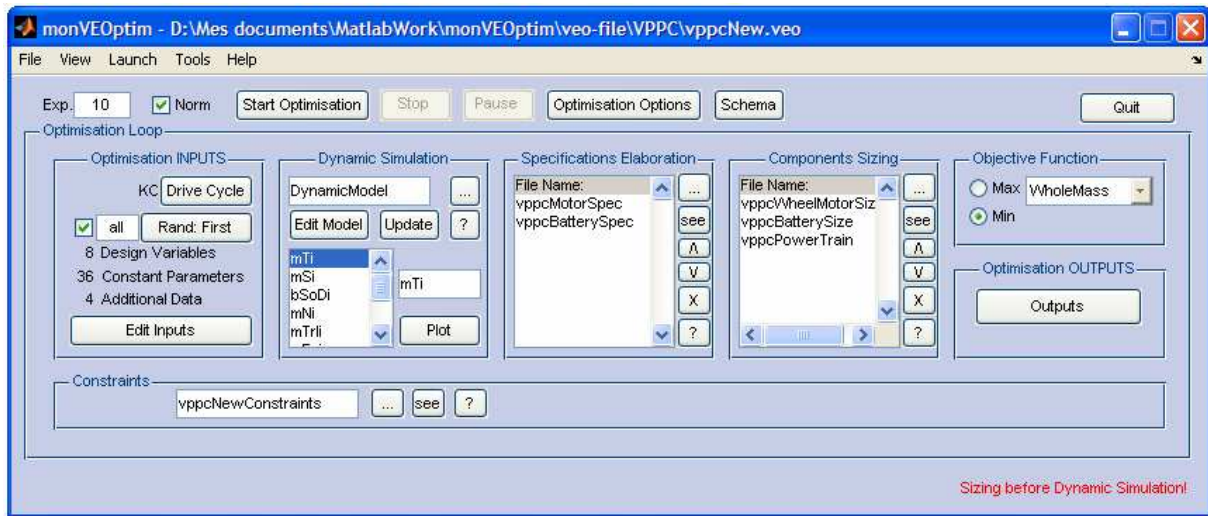


Figure 5.3. L'interface du logiciel « monVEOptim » lors du calcul

Ainsi, le processus de conception débute avec le dimensionnement des composants en statique (processus 3). Ensuite, leurs caractéristiques sont utilisées (à travers le lien C) pour représenter les composants dans la simulation dynamique (processus 1), les cahiers des charges des composants sont élaborés dans le processus 2, à partir des données issues de la simulation dynamique, et finalement ces cahiers des charges sont imposés égaux aux spécifications utilisées à l'entrée du processus comme variables de conception : E_b déterminé dans le processus 2 (E_{b_out}) (5.10) doit être égal à E_b utilisé dans le processus 3 (E_{b_in}) dans (5.3) et (5.4).

En ce qui concerne les modèles de dimensionnement, la batterie est dimensionnée par un modèle simplifié qui détermine sa masse M_b et son coût C_b en utilisant l'énergie exigée à la batterie E_b , l'énergie massique sE_{NiMH} et le coût spécifique sC_{NiMH} de la technologie NiMH:

$$M_b = \frac{E_b}{sE_{NiMH}} \quad (5.3)$$

$$C_b = \frac{sC_{NiMH} \cdot E_b}{1000} \quad (5.4)$$

Le modèle de dimensionnement du moteur-roue est un modèle analytique détaillé dans [Brisset 2005] (voir § 3.3.2.1.2). Celui-ci est capable de dimensionner complètement un moteur comme celui présenté en Figure 3.25.a. L'avantage d'utiliser ce modèle dans un tel processus de conception optimale systémique est d'avoir au final la configuration de ce moteur la mieux adaptée à son environnement de travail.

Les modèles dynamiques des composants sont également des modèles très simples. En effet, la batterie a un rendement unitaire. De même, le modèle dynamique du moteur est représenté par des relations simples qui calculent les pertes Joule $P_J(t)$ et les pertes fer $P_F(t)$ du moteur en chaque point de fonctionnement, ceci en fonction des pertes Joule P_J^* et fer P_F^* déterminées par le modèle de dimensionnement pour une valeur nominale (voir § 3.1.3.2.2) :

⁸² Le cahier des charges du moteur, le couple nominal C^* et la vitesse nominale Ω^* , sont prise en compte indirectement dans ce problème de conception.

$$P_J(t) = P_J^* \cdot \left(\frac{C(t)}{C^*} \right)^2 \quad (5.5)$$

$$P_F(t) = P_F^* \cdot \frac{\Omega(t)}{\Omega^*} \quad (5.6)$$

Ces pertes instantanées sont utilisées pour le calcul du rendement dynamique mais également de la température du moteur $T_C(t)$ en dynamique⁸³, selon le schéma thermique présenté dans la Figure 5.4 :

$$T_C(t) = R_{th} \cdot (P_J(t) + P_F(t) - C_{th} \frac{dT_C}{dt}) + T_{ext} \quad (5.7)$$

où R_{th} et C_{th} sont respectivement, la résistance et la capacité thermiques du moteur (tous les symboles sont expliqués dans le Tableau 23) :

$$R_{th} = \frac{1}{h \cdot S_{ext}} \quad (5.8)$$

$$C_{th} = C_{cu} \cdot M_{cu} + C_{iron} (M_{cr} + M_{cs} + M_{ds}) + C_{pm} \cdot M_{pm} \quad (5.9)$$

Ces équations font partie du modèle thermique dynamique du moteur-roue.

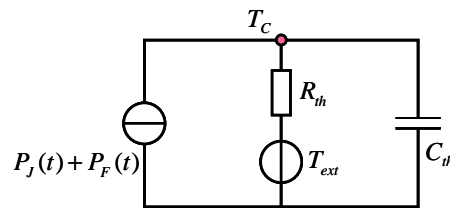


Figure 5.4. Modèle thermique dynamique simplifié du moteur-roue

Les cahiers des charges des composants sont élaborés en utilisant les relations présentées dans le processus 2 du modèle de conception de la Figure 5.2, où E_b est calculée avec une quantité d'énergie supplémentaire de 20% par sécurité. La formule (3.34) s'écrit :

$$E_b = 1,2 \cdot N_{cyc} \cdot \int_{cyc} P_b(t) dt. \quad (5.10)$$

Tableau 23. Nomenclature des Variables

Symboles	Nom des Variables	Valeurs	Unités
M_{cu}	Masse du Cuivre	<i>calculé</i>	kg
M_{cr}	Masse de la Culasse Rotor	<i>calculé</i>	kg
M_{cs}	Masse de la Culasse Stator	<i>calculé</i>	kg
M_{ds}	Masse des Dents Stator	<i>calculé</i>	kg
M_{pm}	Masse des Aimants	<i>calculé</i>	kg
S_{ext}	Surface extérieure du Moteur	<i>calculé</i>	m ²
T_{ext}	Température de l' Air Ambiant	50	°C
C_{cu}	Capacité Thermique du Cuivre	380	J/kg/K
C_{iron}	Capacité Thermique du Fer	460	J/kg/K
C_{pm}	Capacité Thermique d' aimant permanent	420	J/kg/K
sE_{NiMH}	Energie Spécifique de la Batterie (NiMH)	70	Wh/kg
sC_{NiMH}	Coût Spécifique de la Batterie (NiMH)	250	€/kWh

⁸³ La température de tous les matériaux du moteur est supposée égale [Brisset 2005].

h	Coefficient de Convection de l'Air	10	$W/m^2/K$
<i>Contraintes</i>			
D_{ext}	Diamètre extérieur du moteur	$< 0,3$	m
D_{int}	Diamètre intérieur du moteur	$> 0,02$	m
I_{max}	Courant Maximal	> 125	A
$tI_{r_{max}}$	Rapport maximum du temps de montée du courant	$< 1/30$	/
$T_{C_{max}}$	Température maximale du bobinage	< 120	$^{\circ}C$
E	Force électromotrice	$< bVt/2$	V
bVt	Tension d'alimentation	48	V
$min(toLog)$	Expression soumis au logarithme	$> 0,01$	/
C_{max}	Couple Maximal	$< 5 \cdot C^*$	Nm
$Discr$	Discriminant pour hauteur dent	$> 10^{-6}$	/

L'originalité de ce problème consiste dans le fait que le cahier des charges du moteur-roue : le couple nominal C^* et la vitesse nominale Ω^* , est défini comme variables de conception et est trouvé par l'algorithme d'optimisation en prenant en considération deux contraintes :

- La température dynamique maximale $T_{C_{max}}$ du bobinage inférieure à $120^{\circ}C$. Cette contrainte définit indirectement le couple nominal à partir du couple maximal sur le cycle.
- Le rapport maximum entre le temps de montée du courant et la période électrique $tI_{r_{max}}$ doit être inférieur à $1/30$ [Brisset 2005]. Cette contrainte définit indirectement la vitesse nominale à partir de la vitesse maximale du moteur sur le cycle de fonctionnement.

Une troisième contrainte a été ajoutée sur le couple nominal afin d'écartier la possibilité d'avoir un moteur avec une très grande différence entre le couple nominal et le couple maximal⁸⁴. Ainsi, le couple nominal est contraint à être plus grand que le cinquième du couple maximal. Des contraintes supplémentaires propres au modèle du moteur-roue sont ajoutées afin de faciliter la résolution du problème et d'éviter les erreurs de calculs, conformément à la recommandation de l'auteur du modèle de dimensionnement.

La Figure 5.2 présente l'ensemble du problème de conception à résoudre : les variables de conception et leur plage de variations (à gauche), la fonction objectif et les sorties du modèle de conception (à droite) et les principales contraintes du problème (en bas).

5.1.2. Résultats du processus de Conception

Les deux optimisations avec contraintes sont effectuées en utilisant l'algorithme SQP fournit dans la boîte à outils d'optimisation de MATLAB[®]. Le résultat représente deux configurations différentes des composants de la chaîne de traction optimale (coût, rendement, masse, volume, dimensions détaillées, etc.), correspondant à la valeur minimale de la fonction objectif. En même temps, elles fournissent également la géométrie complète du moteur comme présenté sur la Figure 5.5. Une partie des résultats sont reportés dans le Tableau 24. La Figure 5.6 présente la température du moteur sur les 50 cycles journaliers, tandis que la Figure 5.7 et la Figure 5.8 présente le rendement instantané du moteur et l'évolution du temps de la montée du courant sur un cycle. La période à rendement nul correspond à la période de l'arrêt du moteur.

Tableau 24. Résultats issus des optimisations

	Nom de la Variable	$min(M_m)$	$min(M_w)$	Unités
<i>Variables de Conception</i>				
D_s	Diamètre Alésage Stator	0,208	0,218	m
L_m	Longueur Magnétique du Moteur	0,03	0,032	m
B_e	Induction dans l'Entrefer	0,68	0,76	T
B_{cs}	Induction dans la Culasse Stator	1,4	1,4	T
J	Densité du Courant	2,4e6	1,2e6	A/m^2
C^*	Couple Nominal du Moteur	7,8	7,5	Nm

⁸⁴ Cela est nécessaire car le modèle du moteur-roue ne tient pas compte de la réaction magnétique d'induit.

Ω^*	Vitesse Nominale du Moteur	114,6	59,6	rad/s
E_b	Énergie exigée à la batterie	3,149	2,098	kWh
B_d	Induction moyenne dans les dents	1,6	1,6	T
<i>Autres</i>				
C_{max}	Couple Maximal	39,3	37,4	Nm
Ω_{max}	Vitesse Maximale	38,5	38,5	rad/s
T_{max}	Température Maximale	120	76,3	°C
D_{ext}	Diamètre Extérieur du Moteur	0,232	0,248	m
M_m	Masse du Moteur	5,4	8,1	kg
η_m	Rendement du Moteur ⁸⁵	0,92	0,9	/
P_F	Pertes Fer ⁸⁴	48,3	28,9	W
P_J	Pertes Joule ⁸⁴	13,9	5,3	W
C_b	Coût de la Batterie	787	524	€
M_b	Masse de la Batterie	45	30	kg
M_W	Masse totale du Kart	249,8	240,4	kg
	Temps Moyen d'une Optimisation	~25	~47	minutes

Les contraintes sur le temps maximal de la montée du courant et sur le couple maximal sont actives pour les deux optimisations, alors que la contrainte sur la température maximale est active seulement pour la minimisation de la masse moteur (5.1). En effet, la Figure 5.6 présente la température dans le cas de la minimisation de la masse du kart (5.2) n'atteignant pas la température maximale de 120°C.

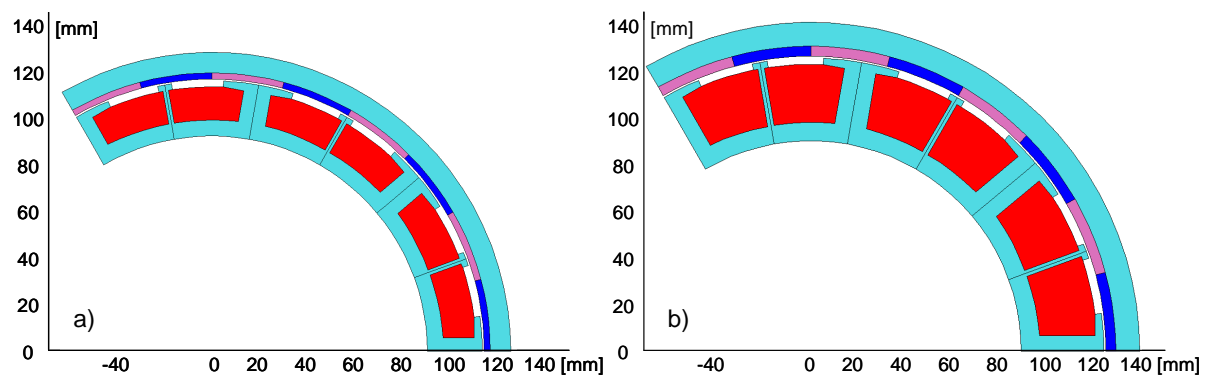


Figure 5.5. La forme optimale du moteur : a) Pour $\min(M_m)$; b) Pour $\min(M_W)$.

Les résultats montrent une différence réelle entre les deux optimisations ! En effet, la minimisation de la masse du véhicule prend en compte la masse des batteries, et par conséquent l'énergie exigée à la batterie. Cela fait que le processus essaye aussi de maximiser le rendement du moteur sur le cycle. En conséquence, même si la valeur du rendement au point nominal pour la minimisation de la masse du kart (5.2) est plus petite par rapport à la minimisation de la masse moteur (5.1)⁸⁶ (Tableau 24), le rendement sur le cycle est bien supérieur (Figure 5.7). Ceci conduit à des pertes plus petites et explique la température inférieure du moteur.

⁸⁵ Valeurs déterminées par le modèle de dimensionnement pour le point de fonctionnement nominal.

⁸⁶ A cause de la grande valeur de la vitesse nominale.

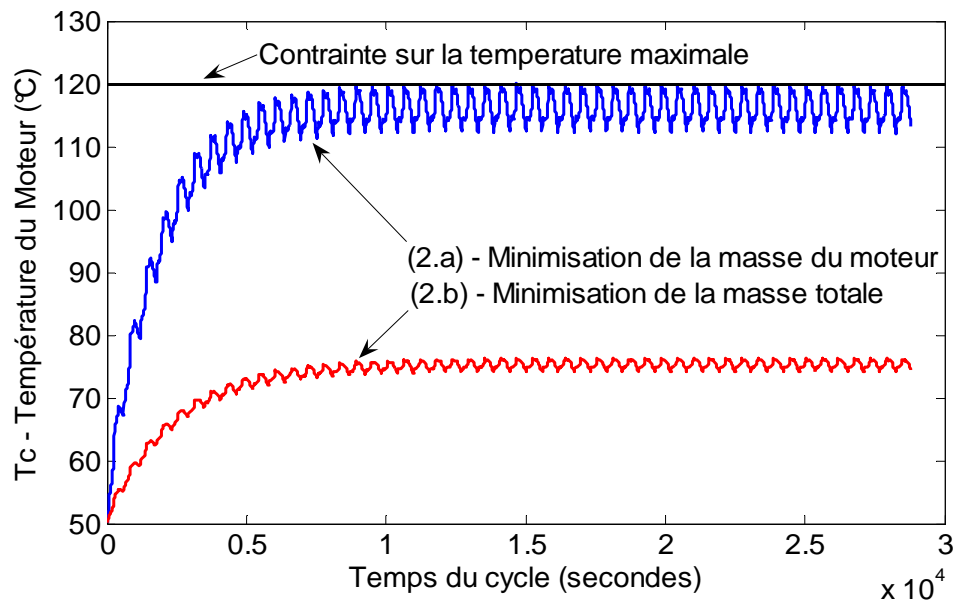


Figure 5.6. L'évolution de la température du moteur pendant les 50 cycles pour les 2 solutions optimales

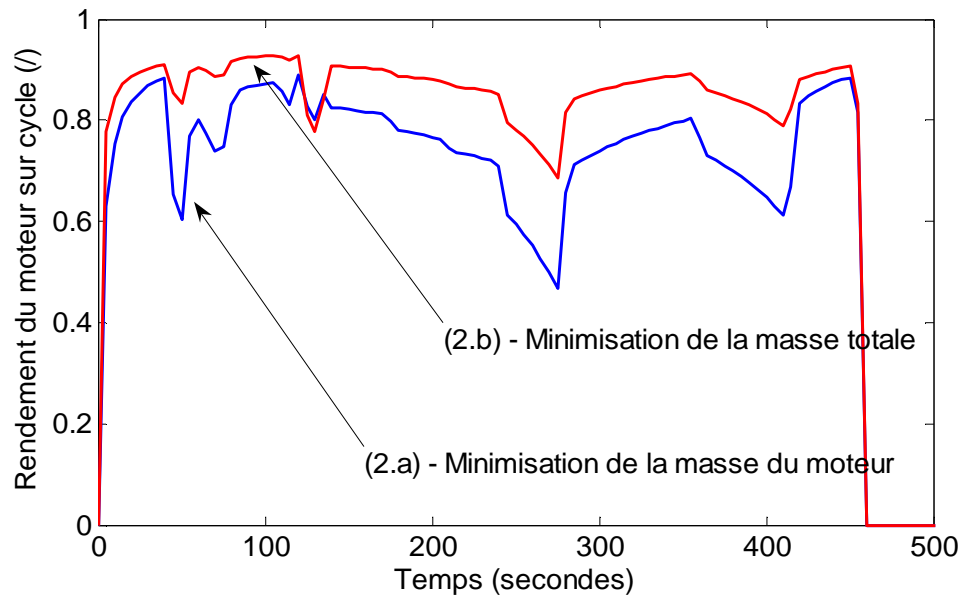


Figure 5.7. L'évolution du rendement du moteur sur un cycle pour les 2 solutions optimales

Comme le montre le Tableau 24, les deux optimisations finissent avec un couple nominal cinq fois inférieur au couple maximal. Cette situation résulte des contraintes sur la température maximale (voir la contrainte sur la Figure 5.6) et sur le couple nominal. En effet, sans la contrainte sur le couple, le rapport entre le couple nominal et maximal serait un peu plus grand pour la minimisation de la masse moteur (5.1) et beaucoup plus grand pour la minimisation de la masse du kart (5.2) car la température maximale de (5.2) est loin de la valeur maximale imposée de 120°C (Figure 5.6).

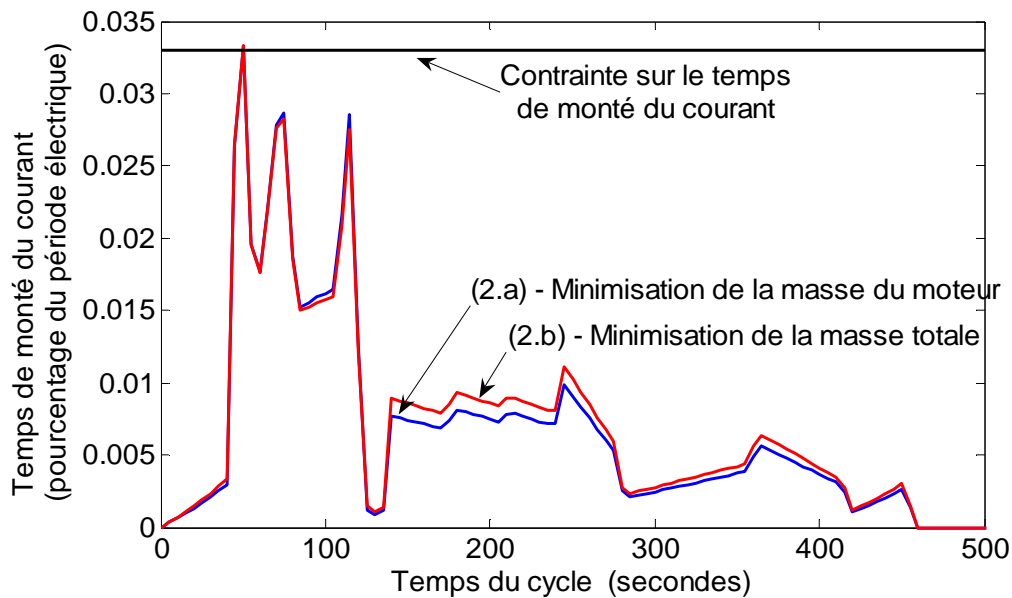


Figure 5.8. L'évolution du temps maximal de la montée du courant sur le cycle pour les 2 solutions optimales

La convergence du problème (5.1) est présentée sur les Figure 5.9, Figure 5.10 et Figure 5.11. L'optimisation converge avec 33 itérations en 29 minutes⁸⁷.

La Figure 5.9 présente l'évolution de la fonction objectif et de la contrainte d'égalité sur l'énergie de la batterie.

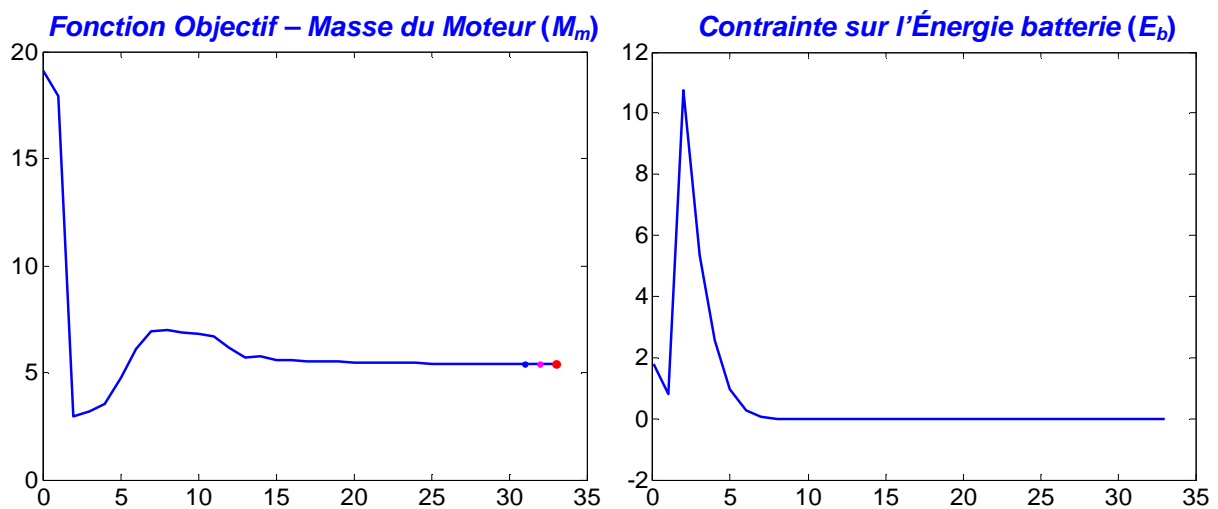


Figure 5.9. Convergence de l'objectif et de la contrainte d'égalité en 33 itérations pour (5.1)

La Figure 5.10 présente la convergence des variables de conception. On observe L_m en butée sur sa valeur minimale, tandis que B_{cs} et B_d sont en butées sur leur limite maximale. La Figure 5.11 présente la convergence des contraintes d'inégalité où chacune a été normée par la méthode exposée dans § 2.4.3.1 (voir (2.31)) par rapport à 1 ou 10^6 dans le cas du *Discr* afin de lui donner une importance privilégiée.

⁸⁷ Ce temps est dû à la simulation en dynamique réalisé en Simulink[®]/MATLAB[®], où chaque simulation est lancée pour les 50 cycles (car l'évolution de la température n'est pas la même sur chaque cycle, voir la Figure 5.6), augmentant ainsi le temps de calcul.

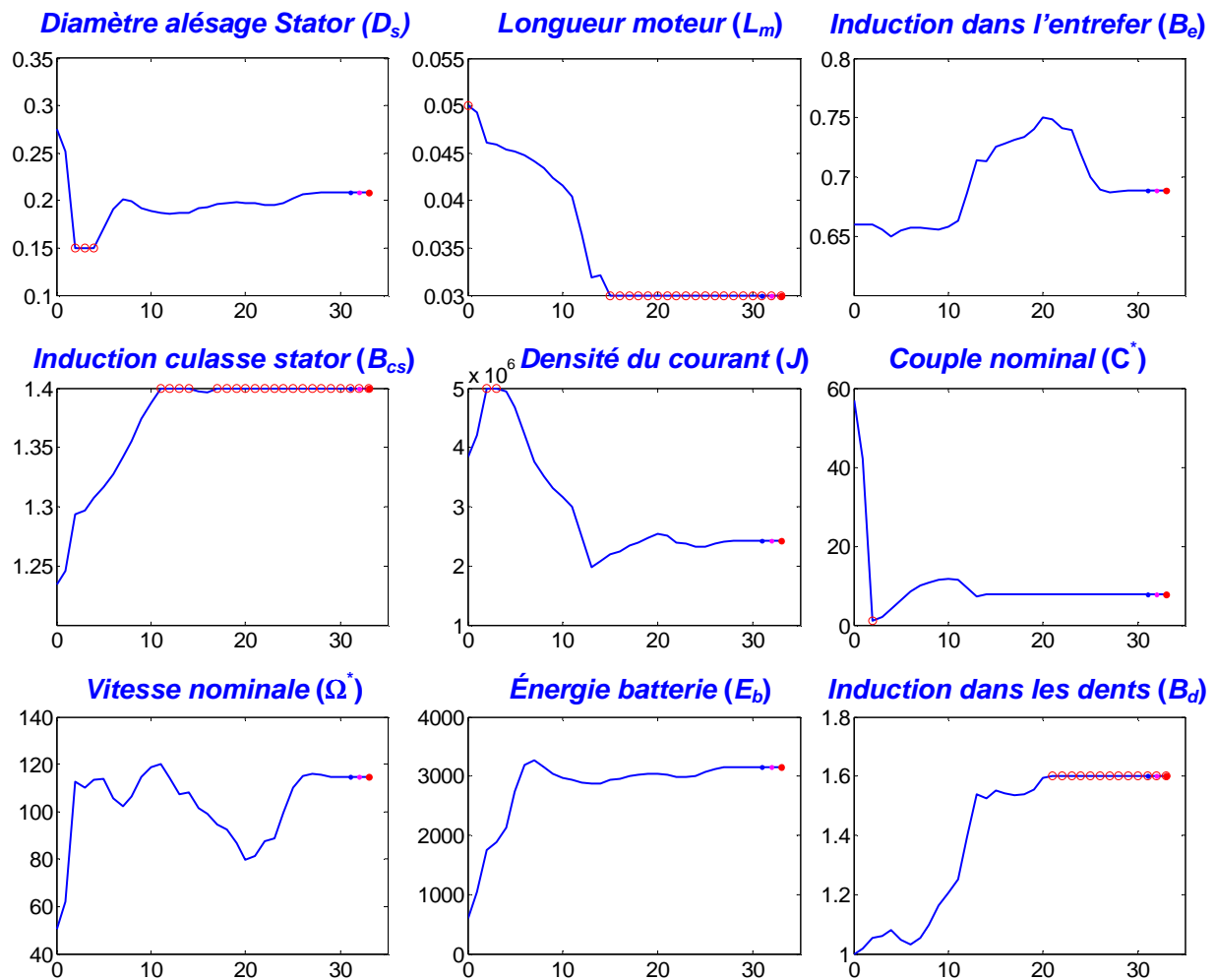


Figure 5.10. Convergence des variables de conception en 33 itérations pour (5.1)

Ces solutions représentent une réduction importante de la taille du moteur de traction par rapport à un moteur dimensionné pour le couple maximal. Ainsi, le moteur obtenu est plus petit, moins lourd tout en étant capable de fournir les performances exigées. En fait, si on dimensionne le moteur pour le couple et la vitesse maximale (les valeurs maximales exigées sur le cycle sont imposées comme valeurs nominales pour le moteur à dimensionner), on obtient pour les deux problèmes approximativement le même résultat : un moteur de 10kg, un couple nominal de 37Nm, une vitesse nominale de 38rad/s et une température maximale sur le cycle de 69°C. Ce résultat est très différent de ceux obtenus par les deux optimisations précédentes. Le fait de considérer une contrainte sur la température, induit une économie substantielle de la masse et de la taille du moteur (voir la masse sur la Tableau 24).

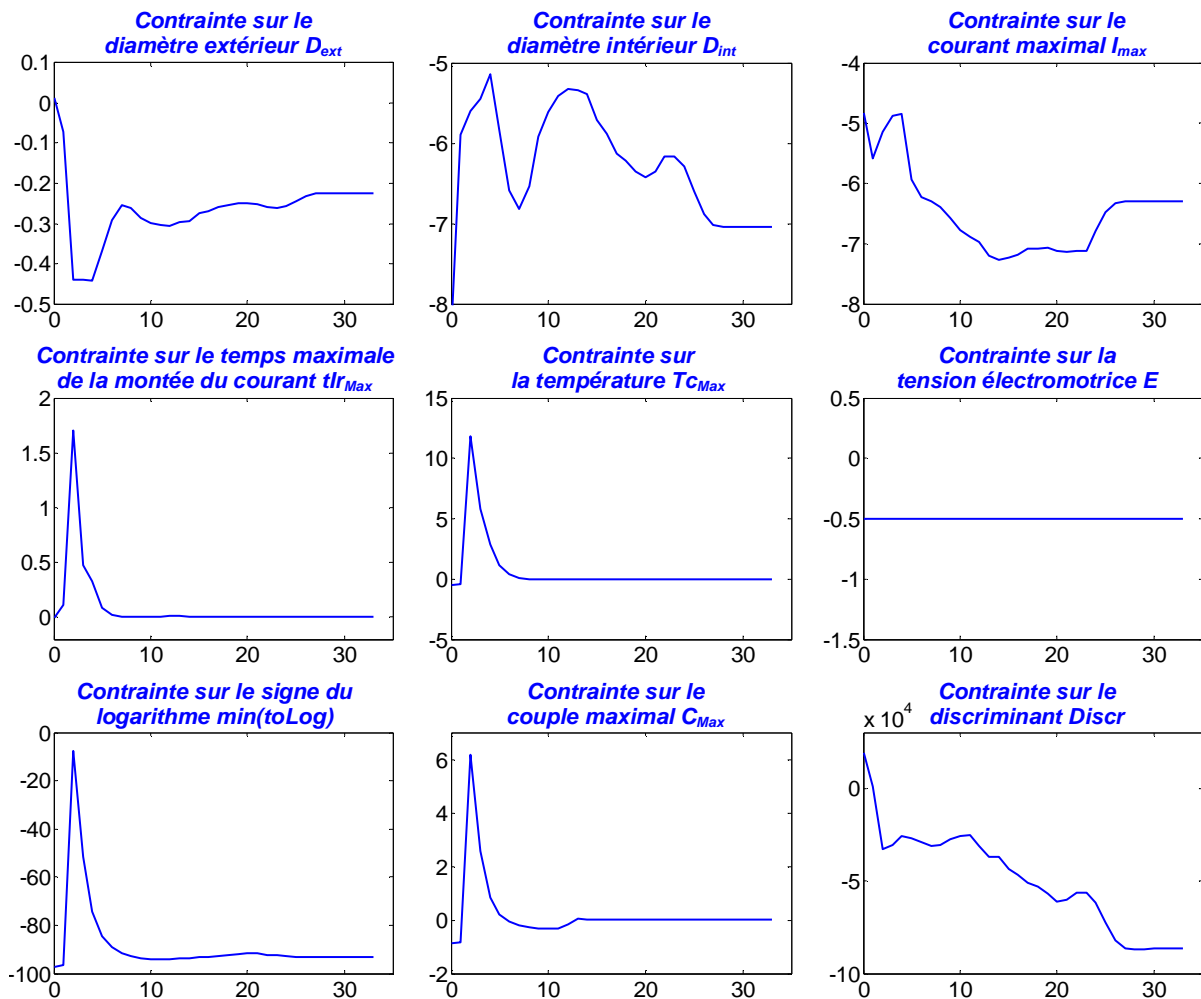


Figure 5.11. Convergence des contraintes d'inégalité en 33 itérations pour (5.1)

En ce qui concerne la vitesse du moteur, la contrainte sur le temps maximale de la montée du courant est active pour les deux optimisations. De ce fait, la vitesse nominale est supérieure à la vitesse maximale demandée (Tableau 24). Ainsi, même si le moteur est utilisé à basse vitesse (38,5 rad/s) le moteur est conçu pour une vitesse plus élevée (114,6 et 59,6 rad/s) afin d'assurer le temps de la montée du courant.

5.1.3. Conclusion

L'application considérée fournit un aperçu de la méthodologie proposée et met en évidence l'intérêt d'une approche systémique. La facilité de manipulation permet au concepteur de se concentrer sur la conception d'un composant spécifique tout en prenant en compte la globalité du système.

L'exemple prend en considération les *performances dynamiques* imposées au véhicule et fournit la *chaîne de traction optimale* pour le parcours spécifié. Le fait de prendre en compte les performances dynamiques permet d'ajuster les composants à ces performances et d'obtenir des performances supérieures sur le cycle qu'au point nominal (étant donné que le point nominal n'est jamais utilisé dans notre cas). De plus, la prise en compte du comportement dynamique permet également de concevoir un moteur fonctionnant en surcharge (downsizing). Il apparaît donc important de prendre en compte le fonctionnement dynamique dans le processus de conception.

Les différents résultats démontrent l'importance de la formulation du problème de conception en fonction des objectifs et contraintes, l'optimisation étant seulement un outil d'aide à la conception. Il apparaît également important de tenir compte du système global dans le processus de conception, car les résultats sont fortement différents (5,4kg contre 8,1kg pour le moteur électrique).

5.2. Dimensionnement d'un moteur électrique par un modèle multi-physique

Comme présenté dans le § 3.3.2.3, une manière rationnelle de manipuler les dispositifs complexes est d'associer un modèle à chaque phénomène. Cela permet de considérer chaque phénomène par l'approche de modélisation la plus appropriée et éventuellement de pouvoir changer facilement la granularité du modèle.

Ce concept est appliqué au dimensionnement d'une machine à aimants permanents en vue de son intégration ultérieure dans un processus de conception optimale systémique. La machine est dimensionnée pour une application de traction à un couple de 200Nm et pour 6 paires de pôle, et donc une vitesse de 500 tr/mn à une fréquence de 50Hz et 2000tr/mn à 200Hz.

5.2.1. Le Multi-Modèle et le Problème d'Optimisation

Le multi-modèle, présenté sur la Figure 5.12 comprend trois parties représentant les phénomènes électromagnétiques, thermiques et vibro-acoustiques décrits respectivement par un Modèle Numérique (MN dans ce cas le MEF M2 présenté sur la Figure 3.26.b), par un Modèle Analytique (MA) et par un Modèle « Surrogate » (MS) issu d'un modèle analytique bruité. L'ensemble des trois modèles est géré par l'algorithme d'optimisation avec contraintes (SQP), nécessaire pour l'inversion des modèles.

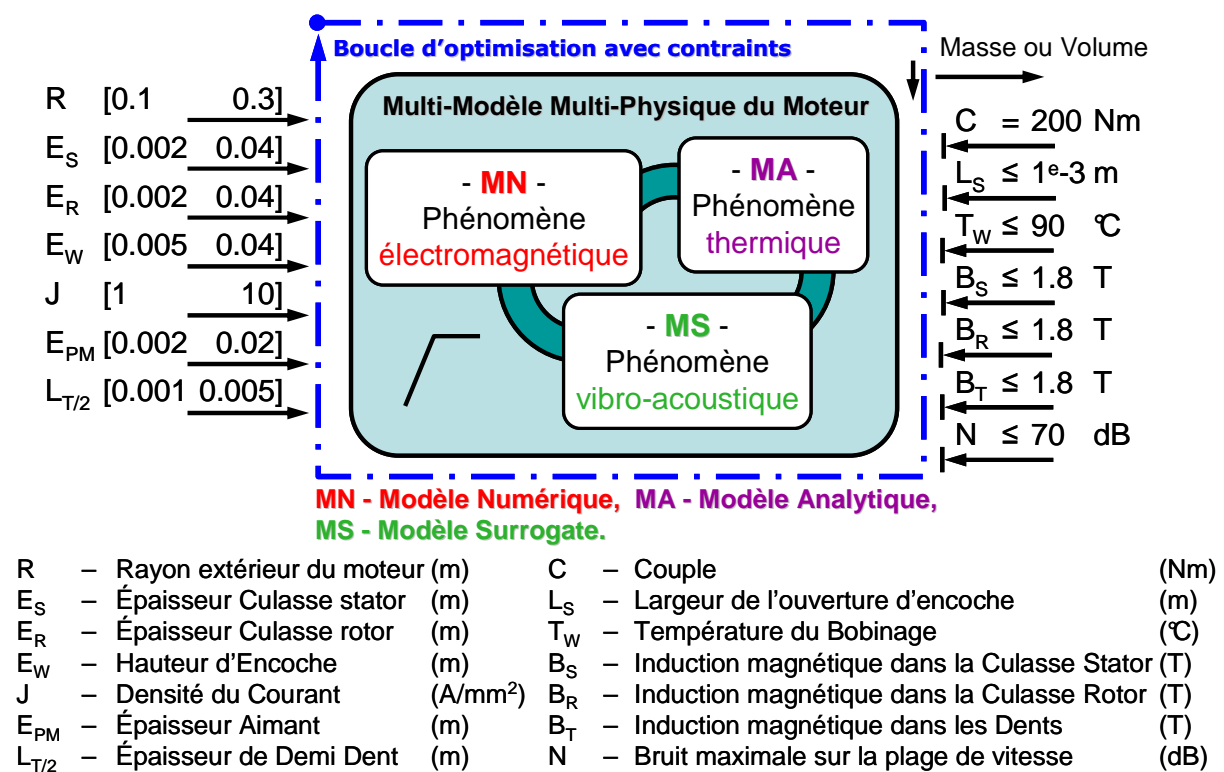


Figure 5.12. Multi-modèle multi-physique du moteur électrique utilisé pour le dimensionnement

L'optimisation fait partie du multi-modèle de conception, et permet en plus de choisir un critère d'optimisation pour diriger la conception. Autrement dit, l'optimisation a un double rôle : premièrement, elle fait partie intégrante du modèle afin d'inverser les parties écrites dans le sens direct et deuxièmement, elle agit sur le modèle pour minimiser un critère.

La Figure 5.12 présente également les variables de conception considérées et leur domaine de variation, dans la partie gauche ainsi que la fonction objectif et toutes les contraintes imposées, dans la partie droite. Le processus de dimensionnement gère 7 variables de conception (6 dimensions, plus la densité de courant), 5 contraintes d'inégalité, une contrainte d'égalité imposant le couple du moteur et

un objectif. Les contraintes d'inégalité limitent l'induction⁸⁸ dans la culasse stator B_S , rotor B_R et les dents B_T , la température du bobinage T_W et la largeur d'ouverture de l'encoche afin d'éviter les configurations infaisables (voir § 3.3.2.2.1). Afin d'assurer une bonne convergence, toutes les variables de conception et les contraintes sont mises à l'échelle (voir § 2.4.3.1).

5.2.1.1. Modèle Electromagnétique Numérique

Le modèle électromagnétique considéré ici est le MEF M2 présenté sur la Figure 3.26.b, construit à l'aide du logiciel commercial OPERA2D[®] [Vector Fields]. La construction du MEF est automatisée par des fichiers de commande « .comi » exécutés par un logiciel spécifique⁸⁹ développé à partir de MATLAB[®]. De même, les résultats de simulation EF sont récupérés dans MATLAB[®] afin d'être utilisés dans le processus d'optimisation. Ainsi, le MEF est piloté à partir de MATLAB[®].

5.2.1.2. Modèle Thermique Analytique

Les phénomènes thermiques représentent une contrainte importante dans le processus de conception des machines électriques. En effet, ils limitent la puissance d'utilisation de la machine. Les échauffements de la machine dépendent principalement de ses pertes et de sa capacité à dissiper cette chaleur. Le modèle thermique du moteur en régime permanent est inspiré de [Bertin D3460], [Regnier 2003, p.227-231] et présenté sur la Figure 5.13. Il considère deux sources d'échauffement P_j et P_{fer} représentant les pertes joule et les pertes fer du stator, cinq résistances de conduction, deux résistances de contact et une résistance de convection entre la surface du carter et l'air ambiant. Les variables T_i correspondent aux températures en différents points de la machine. La pièce la plus chaude du moteur est son bobinage représenté par la température T_1 . Cette température doit être limitée à une valeur maximale pendant le processus de dimensionnement.

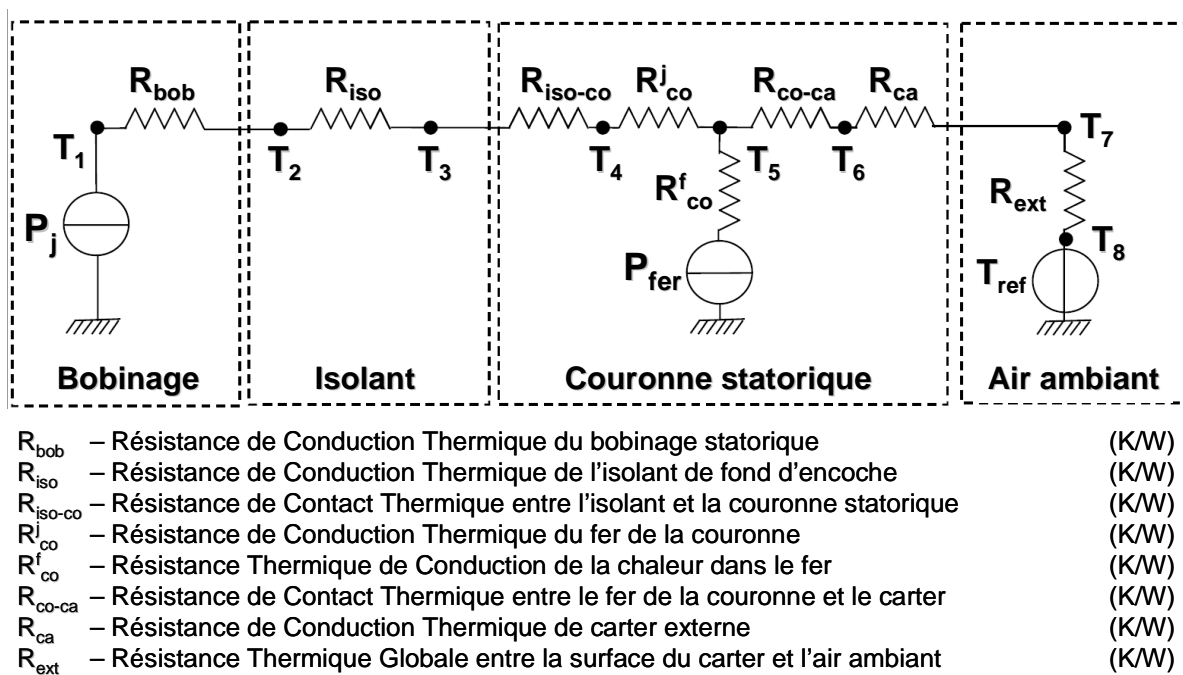


Figure 5.13. Schéma thermique équivalent du moteur en régime permanent

⁸⁸ Les inductions B_S , B_R et B_T ont été contraintes à une valeur maximale afin de ne pas converger vers une solution ayant la culasse très saturée avec une épaisseur très réduite (Voir la variation du couple en fonction de l'épaisseur de la culasse stator sur la Figure 3.33, où le couple commence à descendre dès que l'épaisseur de culasse descend sous 0,01m ! En fait, selon la Figure 3.33, pour un couple donné, par exemple 400Nm, le problème a 2 solutions. Dans la plupart des cas le concepteur choisit la solution avec la culasse la plus épaisse. Même si la solution avec une épaisseur de culasse faible s'avère intéressante, elle n'a été pas étudiée d'avantage ici. Ce résultat, ne peut pas être retrouvé dans un modèle analytique qui ne prendrait pas en compte la saturation des culasses).

⁸⁹ Le logiciel représente une partie dérivée du logiciel Sophemis[®] élaboré au sein de l'équipe COME du laboratoire L2EP [Vivier 2001], [Vivier 2002].

L'élévation de la température du bobinage s'exprime par l'équation suivante :

$$\begin{aligned} \Delta T_{\text{bobinage}} &= T_1 - T_{\text{ref}} \\ &= P_j (R_{\text{bob}} + R_{\text{iso}} + R_{\text{iso-co}} + R_{\text{co}}^j + R_{\text{co-ca}} + R_{\text{ca}} + R_{\text{ext}}) + P_{\text{fer}} (R_{\text{co-ca}} + R_{\text{ca}} + R_{\text{ext}} + R_{\text{co}}^f) \end{aligned} \quad (5.11)$$

où les résistances thermiques R_i sont calculées en fonction des dimensions du moteur. Le détail des calculs des températures aux différents points T_i du moteur apparaît dans le fichier de calcul MATLAB[®] présenté en Annexe 5.1.

5.2.1.3. Modèle Vibro-acoustique Analytique « Surrogate »

L'analyse des vibrations électriques des machines n'est pas un problème nouveau [Timar 1989], [Jordan]. Les sources de vibrations dans les systèmes électromécaniques sont de différentes natures : électromagnétique, aérodynamique, mécanique (roulements), etc.

Le modèle vibro-acoustique considéré est extrait du travail de thèse d'Amine Ait-Hammouda [Ait-Hammouda 2005] et tient compte exclusivement des vibrations dues aux forces d'excitation d'origine électromagnétique. Le modèle, détaillé dans [Ait-Hammouda 2004], est un modèle analytique considérant les phénomènes électromagnétiques, vibro-mécaniques et le bruit acoustique. Il a été développé en prenant en compte l'induction variable dans l'entrefer [Boules 1985], [Ree 1987].

Pour réduire le bruit et les vibrations d'un moteur, deux possibilités principales existent. La première est d'intervenir sur la commande de la machine, la deuxième est de modifier sa structure. Notre objectif étant la conception des machines, nous nous intéresserons à la minimisation du bruit par l'adaptation des dimensions de sa structure.

Pour une configuration du moteur donnée, le modèle vibro-acoustique est exécuté pour plusieurs valeurs de la vitesse du moteur. Ainsi, le bruit du moteur est calculé pour toute une gamme de vitesse, et non pas pour une seule vitesse. Un fois le bruit obtenu pour toute une plage de vitesse, le bruit maximal sur cette plage (correspondant à la fréquence de résonance du moteur) est contraint à une valeur maximale.

Etant donné que le MEF n'accepte pas de valeurs non entières, et que l'algorithme d'optimisation ne gère que des nombres réels, le nombre de paires de pôles sera maintenu constant pendant l'optimisation, fixé à 6. Ainsi, le bruit pour chaque configuration du moteur sera calculé sur une plage de fréquence d'alimentation de 15 à 150 Hz avec un pas de 5 (28 calculs), correspondant à une vitesse moteur de 150 à 1500 tr/min.

Il est donc intéressant d'étudier en préalable la variation du bruit maximal du moteur en fonction de la variation des différentes variables de conception présentés dans la Figure 5.12. Dans cette étude, la densité de courant et l'épaisseur de la culasse rotor ne sont pas étudiées car leur influence sur le bruit n'est pas intégrée dans le modèle de bruit utilisé. Par contre, on ajoute l'ouverture d'arc polaire d'un aimant, sachant qu'elle à une grande influence sur le bruit. Une grille suivant chaque direction est lancée sur le modèle à partir du logiciel « monVEOptim » (voir § 2.3.8). La Figure 5.14 présente l'écran permettant une exécution rapide et simple des nombreuses simulations à réaliser.

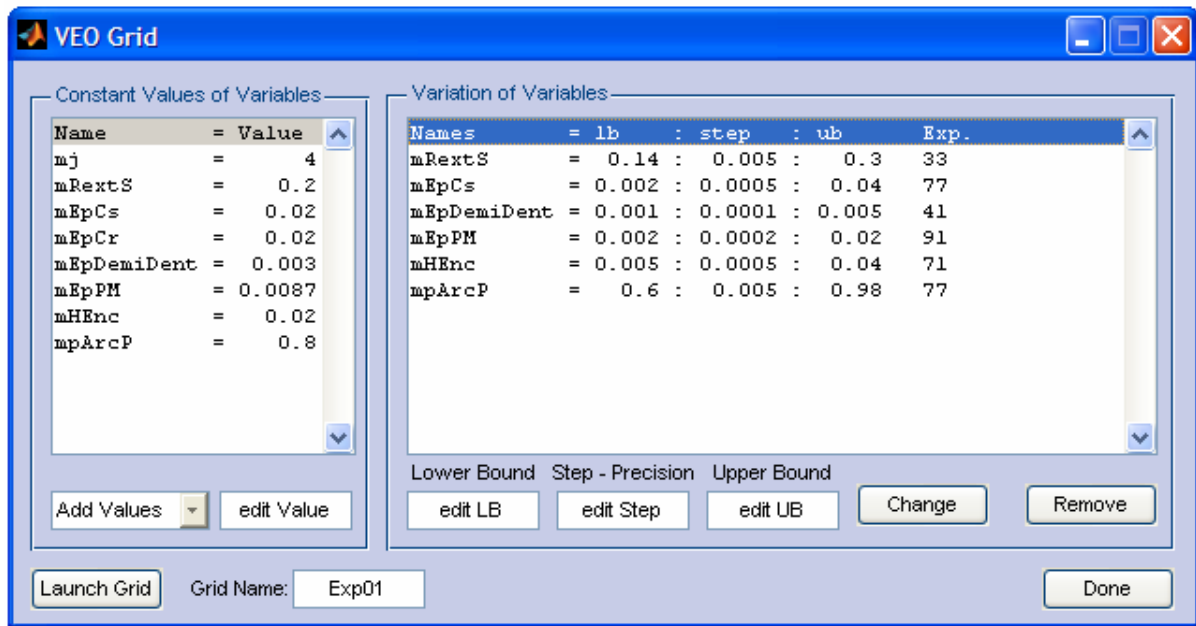


Figure 5.14. Fenêtre du logiciel « monVEOptim » lançant le grille lors du l'étude sur l'évolution du bruit maximale du moteur en fonction de la variation indépendante des variables

Lors de cette étude, chaque variable varie indépendamment des autres (les autres variables sont fixées à leur valeur initiale). Les valeurs constantes des variables ainsi que leur domaine de variation et le pas de variation sont présentés sur la Figure 5.14. Les résultats issus de cette étude sont présentés sur la Figure 5.15.a.

Il apparaît immédiatement au regard de la Figure 5.15 que ce modèle ne peut être utilisé avec une méthode d'optimisation basée sur le gradient, le modèle étant parfois discontinu (ex : évolution du bruit en fonction de l'épaisseur de la demi dent) Ainsi, il devient impératif d'avoir un modèle « surrogate » (modèle du modèle) qui lissera naturellement les variations du modèle au prix d'une perte de précision.

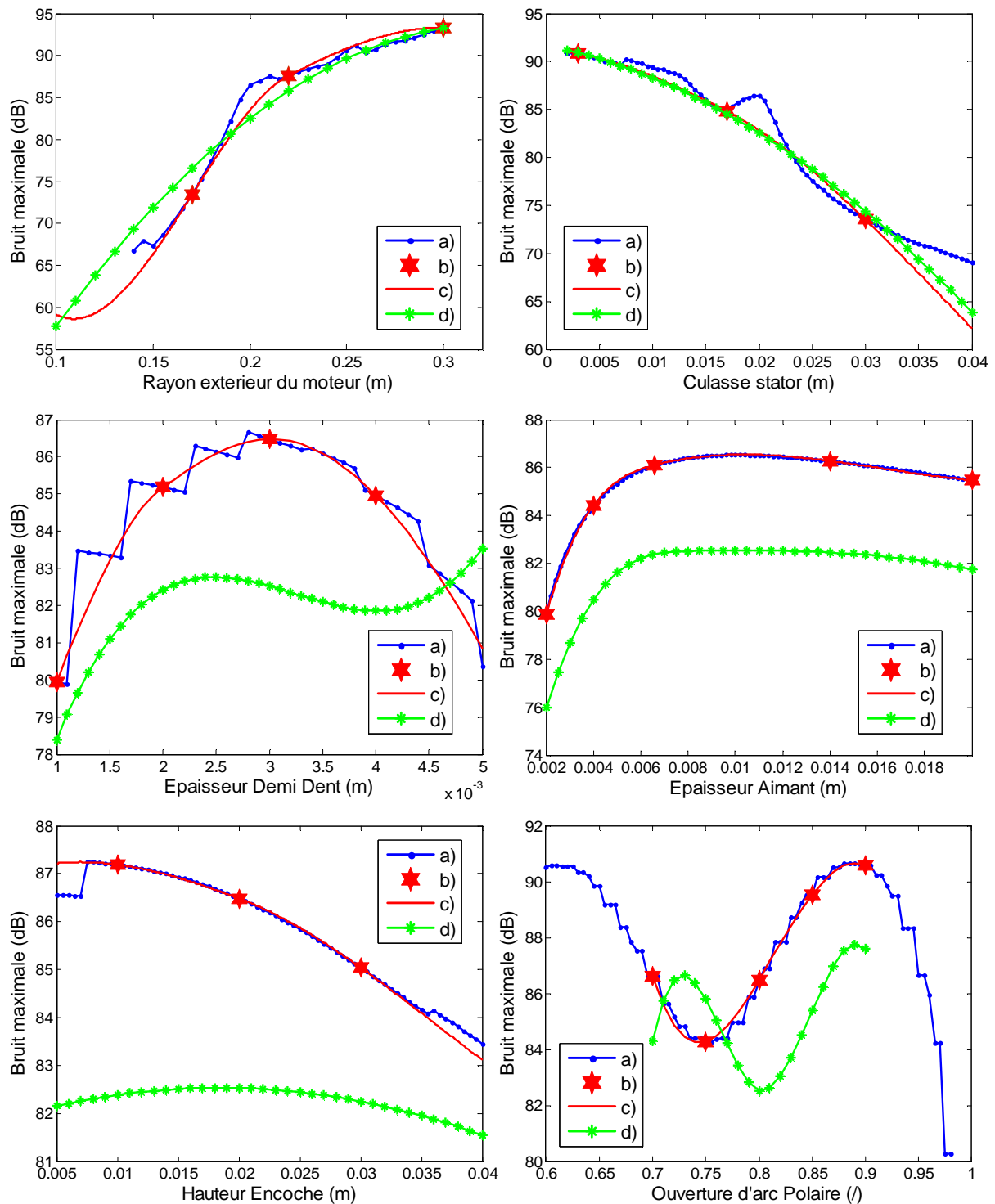


Figure 5.15. Evolution du Bruit maximale en fonction des variables ; a) Points obtenus avec le modèle analytique; b) Points du calcul choisis pour la construction du modèle « surrogate »; c) Validation des points choisis pour l'interpolation; d) Points obtenues avec le modèles « surrogate ».

Le modèle « surrogate » avec 6 dimensions (une dimension pour chaque variable) est construit en utilisant l'information en certains points, à partir d'une technique d'interpolation classique⁹⁰. Ainsi, afin de construire le modèle « surrogate » il faut choisir un minimum de points dans chaque dimension (pour chaque variable) en vérifiant par interpolation l'évolution du bruit maximal du modèle. Les points choisis pour chaque variable sont présentés sur la Figure 5.15.b et leur validation par

⁹⁰ La méthode d'interpolation utilisée est la méthode de la spline cubique disponible sous MATLAB® à travers la fonction d'interpolation en plusieurs dimensions « *interp*n ».

interpolation suivant une dimension est présentée sur la Figure 5.15.c. La valeur numérique des points est fournie dans l'Annexe 5.2.

Lorsque les points sont choisis pour chaque dimension, indépendamment les uns des autres, le calcul de tous les points dans les 6 dimensions est lancé avec la fonction présentée dans l'Annexe 5.2. On obtient finalement une matrice représentant le bruit maximal⁹¹ en 6 dimensions de $3 \times 3 \times 4 \times 5 \times 3 \times 5$. Ainsi, le modèle « surrogate » est construit à partir de ces 2700 données et par une technique d'interpolation en 6 dimensions (voir l'Annexe 5.3).

Il faut maintenant vérifier la précision du modèle « surrogate » en comparant les résultats du modèle à ceux calculés précédemment et présentés sur la Figure 5.15.a. Le résultat est reporté sur la Figure 5.15.d. L'interpolation n'est pas parfaite, car le modèle « surrogate » se comporte bien pour la variation du rayon extérieur du moteur et la culasse stator, mais rencontre des difficultés sur les 4 autres variables. La situation la plus critique est celle de l'épaisseur de demi-dent où un nouveau minimum apparaît. Ce type d'erreur est prévisible vu la technique utilisée pour la construction du modèle « surrogate ». Des erreurs apparaissent car les points choisis pour construire le modèle « surrogate » (les points de la Figure 5.15.b) ne coïncident pas forcément avec les valeurs constantes des variables utilisées pour faire la grille initiale (les valeurs affichées dans la Figure 5.14, à gauche). Un écart est donc inévitable, c'est pourquoi nous avons choisi un cas assez défavorable.

Nous choisissons d'utiliser le modèle « surrogate » en l'état dans le processus d'optimisation, mais l'ouverture d'arc polaire est maintenue constante à une valeur de 0,8. La validité du modèle « surrogate » sera de nouveau vérifiée sur les solutions optimales trouvées par optimisation (voir la Figure 5.16 et la Figure 5.17).

Le multi-modèle multi-physique constitué de l'ensemble de ces trois modèles est soumis à l'optimisation (voir Figure 5.12) afin de minimiser la masse des parties actives du moteur et le volume du moteur avec et sans contrainte sur le bruit (bruit maximal sur la gamme de vitesse de 150 à 1500tr/min inférieur à 70dB). Ainsi 4 configurations de moteur seront obtenues et comparées.

5.2.3. Résultats d'Optimisations

Comme l'algorithme SQP ne garantit pas la solution globale, plusieurs exécutions ont été réalisées pour chacune des quatre configurations à partir de différents points initiaux choisis aléatoirement (mais toujours à partir d'une configuration faisable géométriquement). Les configurations du moteur obtenues sont présentées sur la Figure 5.18, alors que le Tableau 25 regroupe les résultats, permettant une comparaison entre les solutions optimales obtenues.

Tableau 25. Résultats d'optimisations.

	Unités	Masse (a)	Masse avec bruit (b)	Volume (c)	Volume avec bruit (d)
<i>Variables de Conception</i>					
R	(m)	0,231	0,199	0,189	0,1909
E_S	(m)	0,013	0,034	0,029	0,033
E_R	(m)	0,014	0,015	0,022	0,025
E_W	(m)	0,016	0,018	0,035	0,034
J	(A/mm ²)	2,16	2,54	1,60	1,72
E_{PM}	(m)	0,0038	0,0088	0,0153	0,0145
$L_{T/2}$	(m)	0,00308	0,00322	0,00302	0,00298
<i>Autres</i>					
<i>Masse</i>	(kg)	98,3	120,7	137,7	143,2
<i>Volume</i>	(m ³)	0,0335	0,0249	0,0224	0,0229
P_j	(W)	228,2	213,1	144,6	157,8
P_{fer}	(W)	453,3	266,6	365,1	332,8

⁹¹ La variable « *nBruitMax* » dans l'Annexe 5.2.

Avant de considérer les résultats, il est nécessaire de vérifier que le modèle « surrogate » du bruit se comporte correctement au voisinage de la solution trouvée et qu'il n'a pas perturbé la convergence de l'algorithme. Ainsi, la différence entre le bruit déterminé avec le modèle analytique et le modèle « surrogate » au voisinage de la solution est présenté sur la Figure 5.16 et la Figure 5.17 pour la minimisation de la masse avec et sans la contrainte sur le bruit. Le point optimal trouvé est également affiché sur l'évolution du bruit déterminé avec le modèle « surrogate ». Dans la plupart des cas, le modèle « surrogate » minimise le bruit.

Ainsi, pour la minimisation de la masse sans contrainte sur le bruit (le bruit n'intervient donc pas dans l'optimisation), la différence entre le modèle « surrogate » et le modèle analytique est de 0,5dB (voir la Figure 5.16) et les formes de courbes de bruit se ressemblent. Dans le cas de minimisation de la masse avec la contrainte sur le bruit, la différence est de 1dB. On peut donc considérer que le modèle « surrogate » représente correctement le modèle analytique, avec l'avantage de fournir une évolution continue du bruit en fonction des dimensions du moteur et de réduire le temps de calcul.

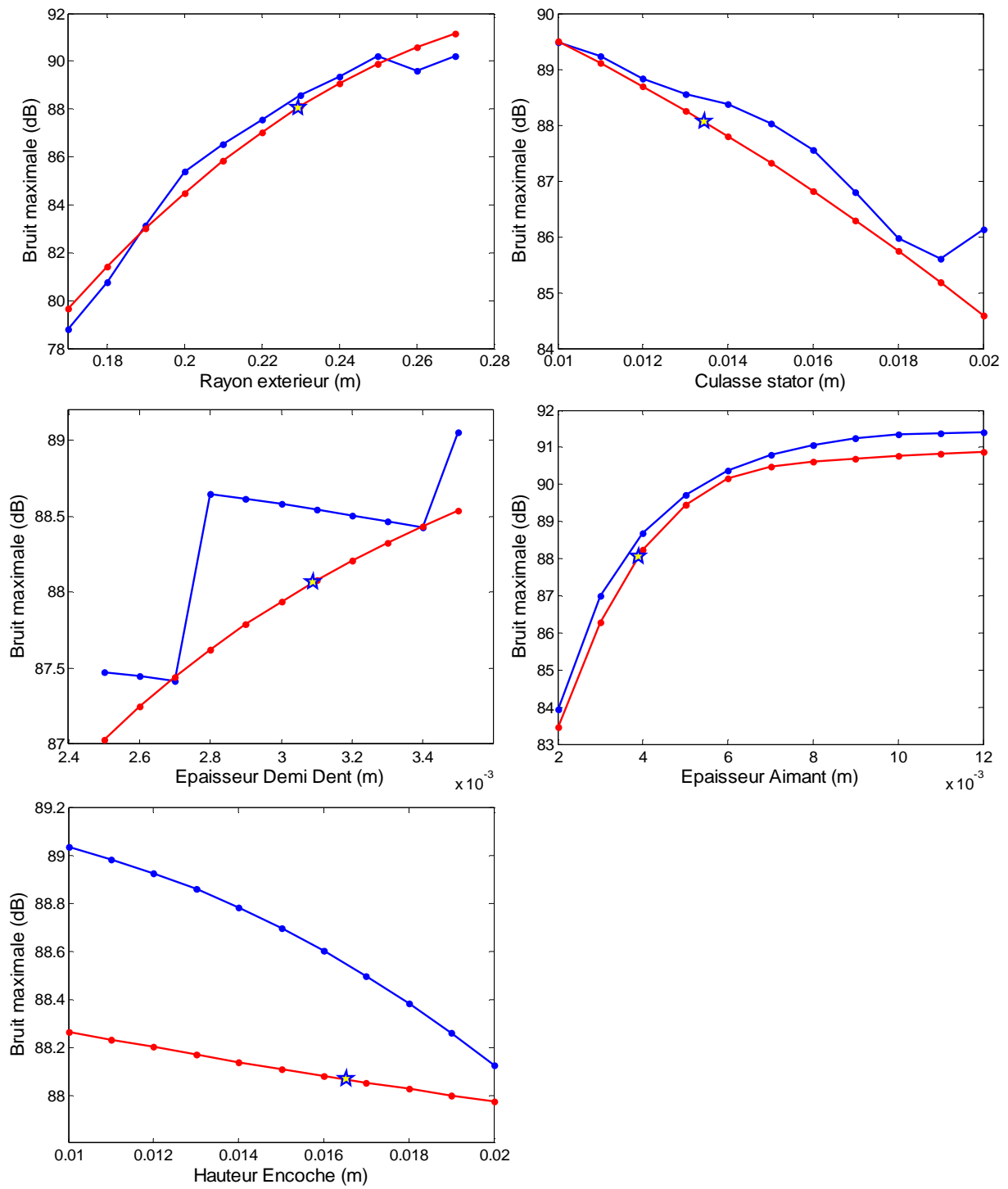


Figure 5.16. Vérification de la validité du modèle « surrogate » pour la solution obtenue lors de la minimisation de la masse

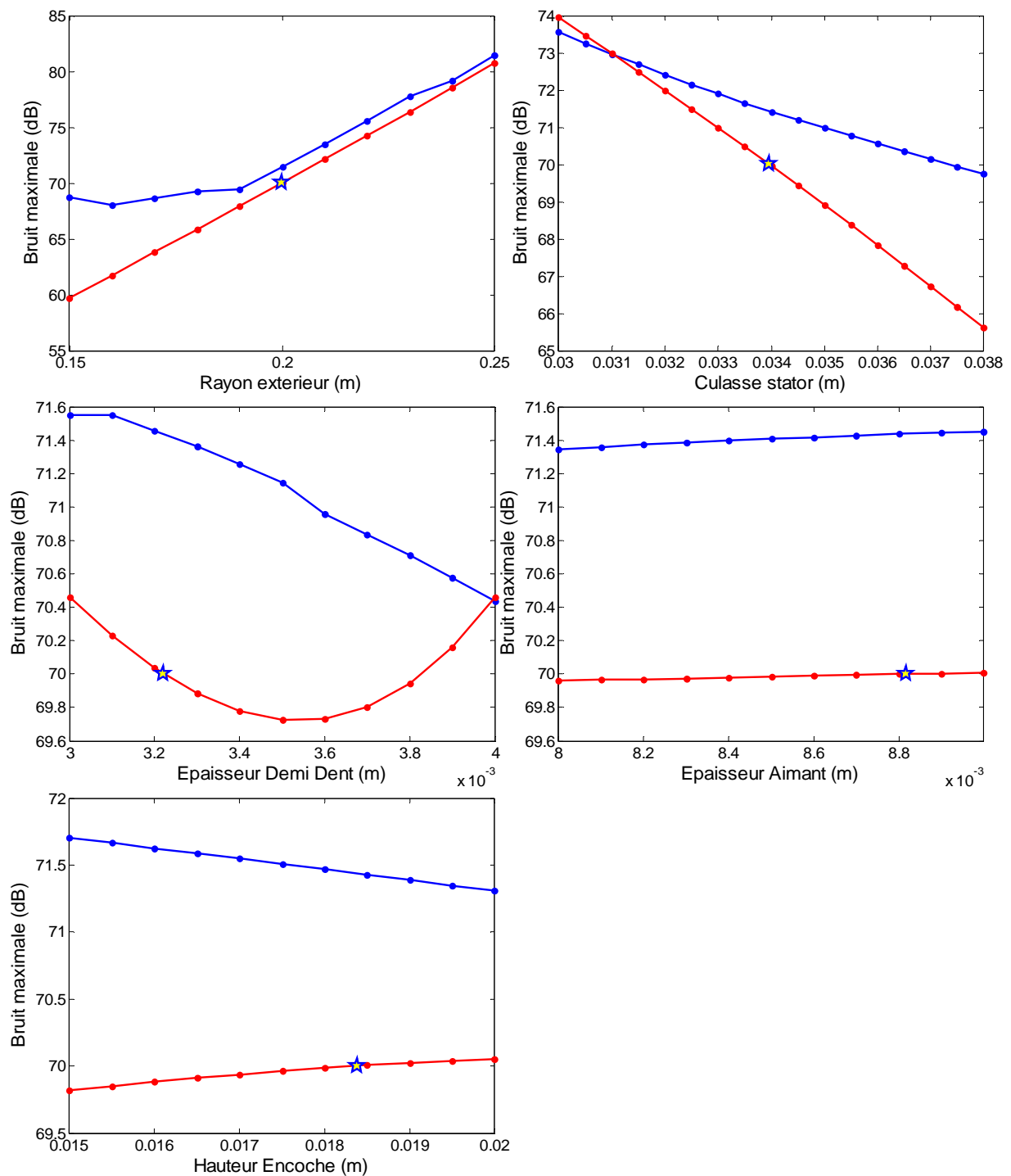


Figure 5.17. Vérification de la validité du modèle « surrogate » pour la solution obtenue lors de la minimisation de la masse avec la contrainte sur le bruit

Les 4 solutions trouvées sont présentées sur la Figure 5.18.

La minimisation de la masse produit un moteur en forme d'anneau avec un circuit magnétique saturé (Figure 5.18.a). Les contraintes sur l'induction et la température sont actives et le couple souhaité est atteint. Par contre, la minimisation du volume aboutit à une forme différente du moteur (Figure 5.18.c), 33% plus petit mais 40% plus lourd.

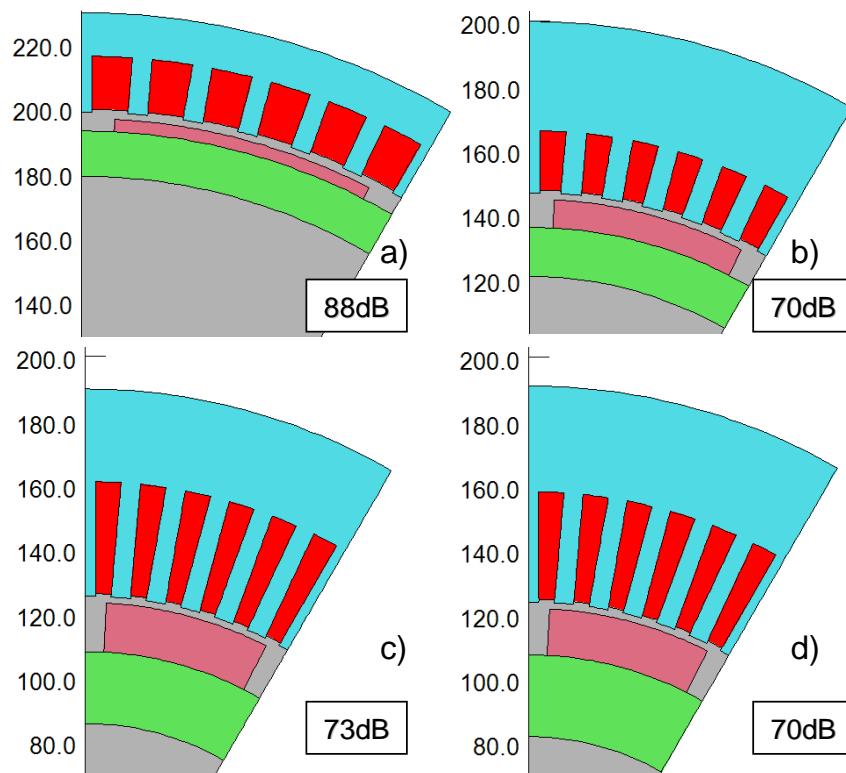


Figure 5.18. Configurations optimales du moteur trouvées pour la minimisation:
a) de la Masse; b) de la Masse avec le bruit maximal contraint à 70dB;
c) du Volume; d) du Volume avec le bruit maximal contraint à 70dB.

Si l'on considère la contrainte d'inégalité sur le bruit maximal du moteur (inférieur à 70dB), le processus de dimensionnement fournit pour la minimisation de la masse un moteur 26% plus petit et 23% plus lourd (voir la Figure 5.18.b) que la solution sans contrainte. De plus, la forme obtenue est tout à fait différente, l'épaisseur de culasse étant augmentée de manière significative. Cette nouvelle configuration illustre la possibilité de réduire de manière importante le bruit d'un moteur électrique (de 88dB à 70dB) dans la phase de conception, en adaptant sa structure aux caractéristiques désirées. Ces résultats démontrent un potentiel réel d'amélioration dans le domaine de la conception des machines électriques, grâce à l'approche multidisciplinaire, et ouvre de nouvelles perspectives en terme de conception simultanée. La faible variation de forme du moteur entre les configurations de la Figure 5.18.c et Figure 5.18.d est due à la faible variation demandée sur la valeur du bruit.

La convergence de 7 variables de conception et de la fonction objectif pour la minimisation de la masse sans la contrainte sur le bruit est présentée sur la Figure 5.19. L'optimisation converge en 51 itérations dans un intervalle de temps de 10 heures et 22 minutes dû à la présence du MEF. Telle présentée en Figure 5.19, l'optimisation arrive au voisinage de la solution en moins de 15 itérations, mais a ensuite beaucoup de mal à s'arrêter à cause du bruit numérique du MEF au niveau microscopique (voir § 3.3.2.2.2).

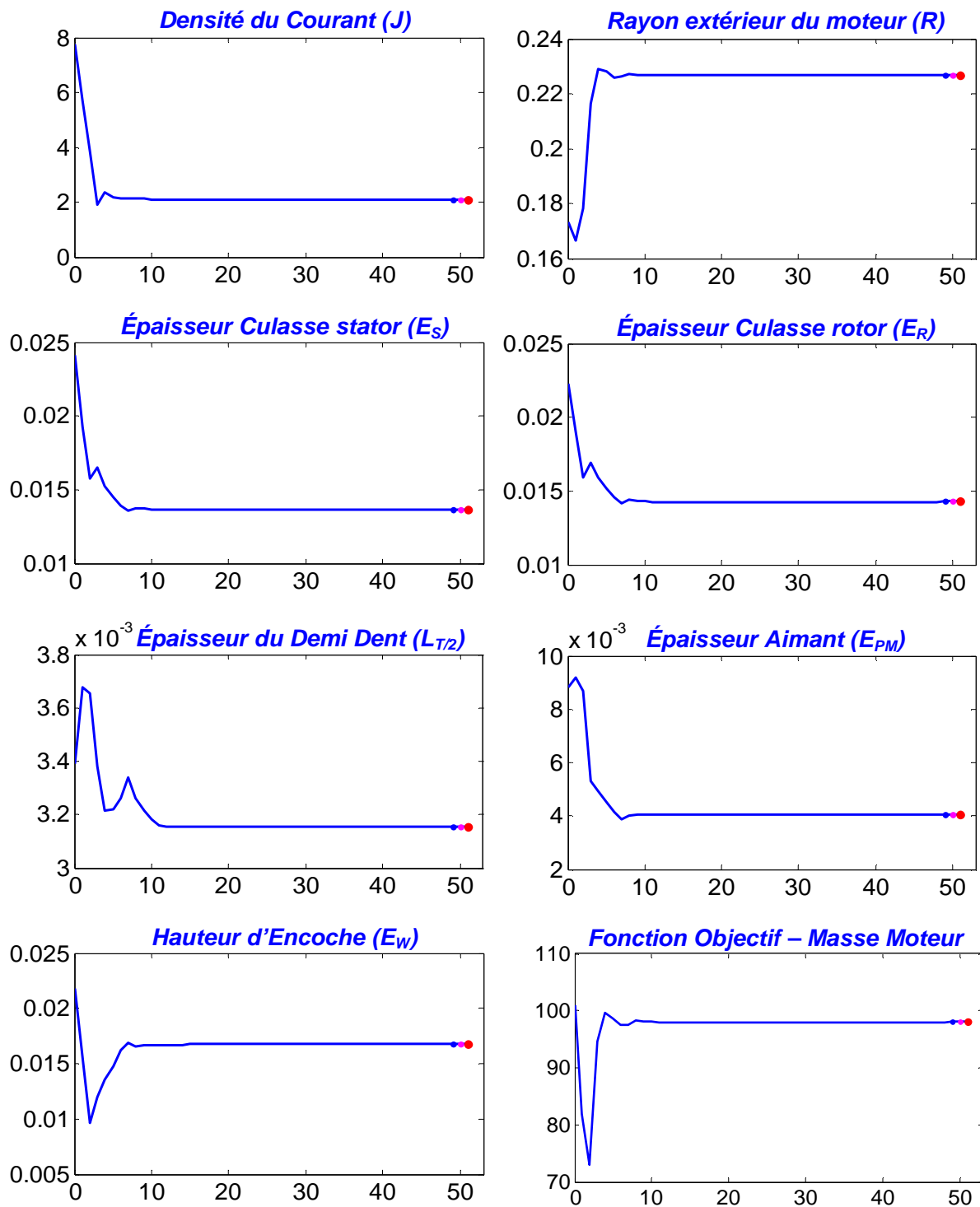


Figure 5.19. Convergence des variables de conception et de la fonction objectif en 51 itérations pour la minimisation de la masse sans contrainte sur le bruit

La Figure 5.20 présente d'une manière plus intéressante la convergence des variables de conception en fonction de l'objectif (la masse du moteur) pour le même problème d'optimisation. Chaque point sur la courbe représente une itération et l'étoile représente le point optimal final.

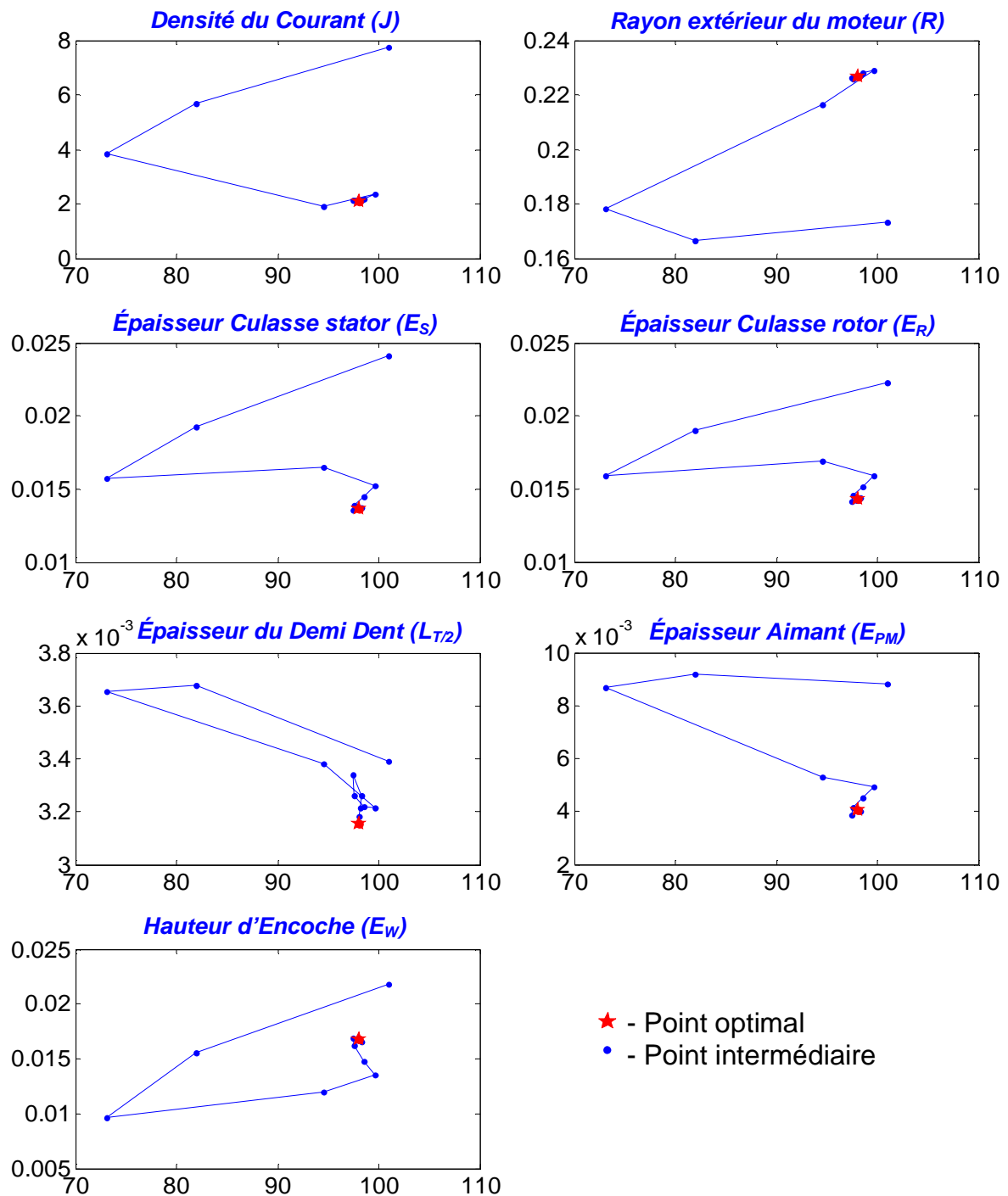


Figure 5.20. L'évolution des variables de conception pendant la convergence en fonction de l'objectif pour la minimisation de la masse sans la contrainte sur le bruit

5.2.4. Conclusion

Une approche originale de conception optimale est illustrée par le dimensionnement d'un moteur de traction à aimant permanent tenant compte simultanément des contraintes électromécaniques, thermiques et vibro-acoustiques. Cette approche multidisciplinaire englobant un MEF numérique, un modèle thermique analytique et un modèle « surrogate » du bruit de la machine est inaccessible sans un algorithme d'optimisation efficace traitant les contraintes. Cette approche décrit une difficulté certaine en ce qui concerne l'utilisation du MEF dans un processus de conception robuste (§ 3.3.2.2). Cependant d'importantes possibilités d'innovation dans la conception des moteurs sont maintenant

accessibles grâce à cette agrégation de modèles. L'impact environnemental en terme de bruit peut être étudié et semble fournir de nouvelles configurations de moteur difficilement accessibles à un concepteur sans des outils et méthodes comme celles présentés dans cette thèse. L'approche est générale et peut être considérée comme un premier pas vers l'ingénierie simultanée des machines électriques.

5.3. Conclusion

La méthodologie proposée dans ce mémoire a été déployée dans ce chapitre et représente une démarche originale, rationnelle et très générale pour la conception optimale systémique des systèmes électriques. En effet, elle permet une approche nouvelle de la conception, en dimensionnant d'une manière détaillée un ou plusieurs composants intégrés à la totalité d'un système. Dans le cas d'un véhicule, cela permet de prendre en compte les performances dynamiques imposées et le comportement dynamique de la chaîne de traction intégrant les interactions entre les composants du système.

L'approche multi-modèle multi-physique devient très intéressante lorsqu'il s'agit de concevoir un composant complexe faisant intervenir plusieurs phénomènes physiques différents. Le fait de prendre en compte tous les phénomènes significatifs, chacun avec la technique de modélisation la mieux adaptée, permet d'obtenir un produit adapté aux besoins du système. Comparée aux modèles classiques où les résultats intuitifs sont évidents, l'approche multidisciplinaire apporte des solutions originales.

Finalement, le multi-modèle pourrait être utilisé dans le processus optimal systémique afin de réaliser la conception d'un composant complexe en prenant en compte le système entier. Cette approche devient indispensable vu la complexité et de l'interdépendance des composants à concevoir. Nous sommes persuadé qu'elle s'imposera dans l'avenir.

5.4. Références

- [Ademe 2005] Ademe, La Voiture, la conduire, l'entretenir, la changer pour consommer et polluer moins, Réf. : 4274, Mars 2005, Téléchargement gratuit : www2.ademe.fr/servlet/getDoc?cid=96&m=3&id=25241&p1=06&p2=12&ref=12441.
- [Ait-Hammouda 2005] Amine AIT-HAMMOUDA, Pré-dimensionnement et étude de sensibilité vibro-acoustique de machines à courant alternatif et à vitesse variable, Thèse, Ecole Centrale de Lille et l'Université des Sciences et Technologie de Lille, Mars 2005, N° d'ordre 8.
- [Ait-Hammouda 2004] A. Ait-Hammouda, M. Hecquet, M. Goueygou (IEMN), P. Brochet, A. Randria (Alstom-Transport), "Analytical approach to study noise and vibration of a synchronous permanent magnet machine", Computer Engineering in Applied Electromagnetism, 2004, SPRINGER, ISBN: 1-4020-3168-8, Post-conference monograph, Electronics & Electrical Engineering, Dec. 2004.
- [Bertin D3460] Yves BERTIN, Refroidissement des machines électriques tournantes, Technique de l'Ingénieur, D 3460.
- [Boules 1985] N. Boules, "Prediction of no-load flux density distribution in permanent magnet machines", *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. IA 21, no. 4, 1985.
- [Brisset 2005] S. Brisset, P. Brochet, "Analytical model for the optimal design of a brushless DC wheel motor", The International Journal for Computation and Mathematics in Electrical and Electronic Engineering (COMPEL), Vol.24, No.3, 2005.
- [Figueroa 2006] J. Figueroa, L.Radaorozandry, J.Cros and P. Viarouge "Comparative Analysis of Surface Mount PM Motors Structures for a Traction" ICEM, Greece, sept.2006
- [Jordan] H. Jordan, "Electric motor silencer - Formation and elimination of the noises in the electric motors", W.GIRADET-ESSEN.
- [Ree 1987] J.D.L. Ree and N. Boules, "Torque production in permanent magnet synchronous motors", *IEEE Industry Application Soc. Conf. Record*, vol. 87, pp. 15-20, 1987.
- [Regnier 2003] Jérémie REGNIER, Conception de systèmes hétérogènes en Génie Électrique par optimisation évolutionnaire multicritère, l'Institut Nationale Polytechnique de Toulouse, Thèse, Décembre 2003.
- [Schneider 2004] T. Schneider, T. Koch, A. Binder, "Comparative analysis of limited field weakening capability of surface mounted permanent magnet machines" Electric Power Applications, IEE Proceedings, Volume 151, Issue 1, 9 Jan. 2004 pp:76 - 82
- [Vivier 2002] Stéphane Vivier, "Stratégie d'optimisation par la méthode des plans d'expériences et application aux dispositifs électrotechniques modélisés par éléments finis", Thèse, Juillet 2002, N° d'ordre 3151
- [Timar 1989] P.L. Timar, "Noise and Vibration of Electrical Machines", *Elsevier*, 1989
- [Vector Fields] VECTOR FIELDS - Software for Electromagnetic Design – Home, OPERA 2D, site web: www.vectorfields.com.

[Vivier 2001] S. Vivier, F. Gillon, M. Hecquet and P. Brochet, “A Design Optimisation Manager”, Compumag2001, Evian, France, 2-5 July, 2001.

Conclusion Générale

Le présent ouvrage apporte une contribution originale dans le domaine de la conception optimale systémique. Une méthodologie de conception a été présentée et appliquée aux chaînes de traction électrique. Dans son ensemble, notre travail propose des idées nouvelles tant au niveau de la méthodologie que de la nature des modèles des composants. Notamment, le composant moteur a été représenté par une surface de rendement adaptative et également par des modèles de dimensionnement simplifié ou détaillé (numérique ou multi-physique). Le résultat de ces contributions est également inédit ! Premièrement, le concepteur est capable de construire un modèle systémique totalement adapté à l'objectif, de sorte que le modèle ne contient que les éléments essentiels ! Deuxièmement, il est capable d'ajuster les composants entre eux d'une manière optimale et en fonction de l'objectif recherché. Troisièmement, le concepteur a la possibilité de se concentrer sur un ou plusieurs composants d'une manière très détaillée et ceci sans perdre de vue la vision d'ensemble.

L'impératif d'une approche optimale systémique en conception est requis par l'absence de solutions satisfaisantes aux deux grands défis mondiaux qui nous sont posés: le réchauffement climatique et l'épuisement des ressources fossiles. Dans ce contexte, le développement durable représente une approche pertinente à la quelle la conception optimale systémique contribue fortement. Ces sujets ont été abordés dans le premier chapitre avec un intérêt particulier au domaine du transport individuel.

Le premier chapitre présente les faits qui sont à l'origine du réchauffement climatique, comme : l'augmentation de la concentration de dioxyde de carbone dans l'atmosphère engendrant l'augmentation de la température moyenne globale de la Terre. Ensuite, les conséquences du réchauffement ont été présentées, ainsi que quelques exemples de solutions pour la réduction des émissions de gaz à effet de serre. Cette première partie conclut avec le consensus scientifique sur la réalité du réchauffement causée par l'Homme et avec la vision sombre d'un monde qui se dirige vers la multiplication des phénomènes extrêmes, et sans réponse adéquate de notre part, vers un monde à scénarios catastrophiques. Ainsi, cette partie souligne l'impératif de réduire les émissions de gaz à effet de serre et par conséquent l'importance des nouveaux moyens de transport respectueux de l'environnement.

Ensuite, le premier chapitre a abordé le problème de l'épuisement des ressources fossiles, qui se profile actuellement comme un problème aux grandes conséquences mondiales. Le chapitre présente la nature des ressources fossiles et finit sur l'imminence du pic pétrolier à un horizon variant de 2010 à 2030. Cette situation révèle d'autres défis mondiaux en terme de source d'énergie. La situation devient spécialement préoccupante du fait qu'il n'y a pas actuellement une source d'énergie alternative capable de remplacer les énergies fossiles ! Cette situation semble prédire la fin de l'énergie abondante et bon marché ! Ainsi, avec la demande d'énergie qui ne cesse d'augmenter, l'avenir de la planète doit obligatoirement s'orienter vers le développement durable.

Les problèmes du réchauffement et de la déplétion des énergies fossiles nous projettent dans un monde nouveau où les produits seront conçus en harmonie avec l'environnement (éco-conception) tout en utilisant d'une manière rationnelle l'énergie limitée disponible. Ces considérations sont également valables pour le transport !

La deuxième partie du chapitre a présenté une vue d'ensemble des solutions envisagées dans le domaine du transport afin de répondre aux deux problèmes invoqués. La chaîne de traction s'intégrant la mieux dans un monde durable est la chaîne de traction électrique. Cependant, le véhicule tout électrique souffre d'une source d'énergie embarquée inadaptée. La solution à long terme qui pourrait résoudre ce problème est la pile à combustible. Cependant, l'utilisation d'hydrogène comme vecteur d'énergie à grande échelle (pour la propulsion) reste discutable vu son incompatibilité avec l'idée de développement durable. Son apparition ne fait que témoigner de la gravité de la situation et de l'absence d'une solution appropriée dans le domaine du transport ! D'autre part, les véhicules hybrides

représentent une solution à court terme et commencent à pénétrer le marché automobile, mais ne seront pas suffisants à long terme.

Cette situation pessimiste fait que l'approche optimale et systémique dans le processus de conception ne sera pas une option ! Il est donc apparu nécessaire d'élaborer une méthodologie pour la conception optimale systémique ayant un caractère général et pouvant être appliquée à la conception des systèmes de type chaîne de traction électrique. La méthodologie proposée a été détaillée dans *le chapitre 2*.

Afin d'établir une méthodologie générale et rationnelle, le deuxième chapitre a débuté avec des considérations générales sur l'orientation des modèles pour la simulation et la conception. L'orientation des modèles a été discutée par rapport au principe de causalité, un principe premier, qui nous a permis de comprendre et définir d'une manière explicite la meilleure orientation pour la conception. Basée sur cette orientation, la structure du modèle de conception a été défini d'une manière rationnelle et délimite trois grandes processus : un processus dynamique, un processus d'élaboration des cahiers des charges et un processus de dimensionnement des composants. Ces trois processus sont inévitables dans un modèle de conception systémique et seront toujours présents sous une forme ou une autre !

Le *processus dynamique* permet de prendre en compte la dynamique du véhicule dans la démarche de conception. Sa définition dans le sens inverse de la causalité a permis d'éliminer les équations différentielles régissant la dynamique et a changé la philosophie de modélisation. Ainsi, le composant n'est pas entraîné afin de fournir des performances, mais inversement, chaque composant reçoit une demande de performances. Cette approche nous a permis de prendre en compte les interactions entre les composants et de répartir les performances globales du véhicule dans les performances individuelles de chaque composant. Ces performances individuelles, que chaque composant devra fournir, représentent la sortie de processus dynamique. Ensuite, le *deuxième processus concernant l'élaboration des cahiers des charges* a été vu comme un processus indépendant mais également un processus intermédiaire entre la dynamique et le *processus statique de dimensionnement* des composants. Il reprend les performances individuelles exigées aux composants et regroupe ces informations dans un cahier des charges, utilisé ensuite dans le troisième processus pour dimensionner chaque composant.

Cette structure a mis en évidence une non-linéarité typique du modèle de conception qui retrouve sa justification dans le principe de causalité. L'approche apparaissant comme la meilleure pour résoudre cette non-linéarité est l'utilisation des contraintes d'égalité, et donc d'un algorithme d'optimisation sous contraintes, notamment l'algorithme SQP. Le déroulement de cet algorithme ainsi que quelques considérations pratiques sur son utilisation ont été également présentés dans le chapitre 2.

Une autre caractéristique importante du modèle de conception, présentée dans le chapitre 2, est sa granularité. Ainsi, le niveau de complexité des modèles peut être ajusté grâce à une analyse de sensibilité. De ce fait, le concepteur est capable de définir d'une manière rationnelle le modèle de conception ajusté à ses besoins.

En ce qui concerne le modèle de dimensionnement, nous avons considéré deux types de modèles (simplifié et détaillé), ce qui nous a permis d'avoir deux niveaux d'utilisation de la méthodologie, mais aussi deux traitements différents des composants. Ainsi, les composants représentés par un modèle simplifié sont traités d'une manière globale, tandis que les composants représentés par un modèle de dimensionnement détaillé sont traités en détail. Cela nous a permis d'introduire un aspect tout à fait original : la possibilité de concevoir le composant souhaité tout en prenant en compte le système entier dans une approche systémique. D'autre part, en utilisant que des modèles de dimensionnement simplifiés, on est en mesure de concevoir le système d'une manière globale, en définissant également les cahiers des charges des composants. Par contre, si le concepteur souhaite concevoir d'une manière détaillée le système entier, il devra définir tous les modèles de dimensionnement détaillés en risquant d'aboutir à un modèle inutilisable car trop complexe.

Afin de bien profiter de cette méthodologie, un logiciel support et son interface graphique ont été développée sous MATLAB® ce qui permet de construire le modèle de conception et de manipuler l'optimisation et le processus de conception simplement et rapidement. Ce développement a été également présenté dans le chapitre 2.

Le chapitre 3 s'intéresse à la description des modèles des composants et apporte des contributions originales en ce qui concerne le modèle dynamique et le modèle de dimensionnement du moteur électrique. Le chapitre reprend la structure du modèle de conception en trois processus et présente les modèles des composants correspondants.

Au début, le processus dynamique considère en détail le modèle de la dynamique du véhicule. Les équations présentées sont utilisées pour construire un module de calcul permettant de déterminer facilement la puissance et la force nécessaires à la roue du véhicule afin de rouler à une vitesse stabilisée ou de fournir une accélération. Le chapitre a également présenté les cycles de fonctionnement normalisés pour les Etats-Unis et pour l'Europe et donne des exemples des performances dynamiques exigées du véhicule. Ces performances sont ensuite demandées à la chaîne de traction.

Le modèle de la chaîne de traction est un modèle énergétique globale qui prend en compte les interactions entre les composants et définit les performances dynamiques individuelles des composants. En ce qui concerne le moteur électrique son rendement a été modélisé par une surface capable de changer de forme sous l'influence de l'optimisation afin de s'ajuster le mieux possible à l'objectif du problème de conception tout en respectant les contraintes. Cette surface est liée au processus de dimensionnement et sa forme finale définit le moteur optimal à travers le modèle de dimensionnement. Une telle surface de rendement peut être considérée même pour un modèle de dimensionnement de type « boîte noire ».

La dernière partie du chapitre 3 a présenté les modèles de dimensionnement du moteur électrique. Cette partie apporte également des contributions originales en ce qui concerne les modèles de dimensionnement simplifié, numérique et multi-physique.

Le modèle simplifié reste un modèle fiable tout en permettant de diminuer la taille du modèle systémique et d'accélérer les calculs. Il est suffisant pour déterminer les cahiers des charges des composants et pour donner une image d'ensemble du système à réaliser. Ce type de modèle a été utilisé au chapitre 4 sur une application spécifique.

Le modèle de dimensionnement numérique est un modèle éléments finis couplé à un algorithme d'optimisation. De ce fait, l'utilisation du modèle éléments finis pour le dimensionnement exige au préalable la résolution de certains problèmes spécifiques. Ces problèmes ont été présentés en détail ainsi que les différentes solutions pour les résoudre.

Ensuite, le modèle numérique a été vu comme une partie d'un multi-modèle, où chaque modèle représente un type de phénomène à travers l'outil de modélisation le plus approprié et ceci, afin de représenter le plus fidèlement possible les phénomènes retenus. Un exemple de modèle multi-physique, (magnétique, thermique et vibro-acoustique) a été étudié au chapitre 5.

Le chapitre 4 a débuté par un exemple simple afin d'illustrer l'apport de l'analyse de sensibilité lors de la construction d'un modèle systémique. L'exemple a considéré comme point de départ un modèle systémique simple qui a ensuite été soumis à une analyse de sensibilité. Ainsi, les phénomènes les plus influents sur la réponse ont été identifiés ce qui a permis au final de compléter le modèle du moteur.

La seconde partie du 4^{ème} chapitre a appliqué la méthodologie de conception au cas spécifique d'un kart électrique. Le processus de conception est lancé pour 8 architectures différentes. Le processus n'utilise que des modèles de dimensionnement simplifiés ce qui permet d'obtenir au final une solution

optimale pour les 8 configurations étudiées. Cet exemple illustre l'accessibilité d'une telle étude car l'exemple est basé sur des modèles de composants très simples, facilement accessible à tout concepteur. Ce type d'étude représente un aide précieuse à la décision, permettant de choisir la meilleure configuration, type ou taille des composants afin d'avoir en final un système optimal. L'approche est bien adaptée si le seul but est de faire un choix optimal entre des composants standard déjà existants.

Par contre, si le concepteur favorise la conception fine d'un ou de plusieurs composants, les composants à dimensionner doivent être représentés, dans le modèle de conception, par un modèle de dimensionnement détaillé. Ce type de conception a été illustré dans *le 5^{ème} chapitre* par la conception optimale systémique d'un moteur-roue en prenant en compte la chaîne de traction entière. Cet exemple montre clairement l'intérêt de la prise en compte du cycle de fonctionnement en conception ainsi que le système entier dans une approche systémique.

Le chapitre 5 a également décrit un exemple de dimensionnement d'un moteur électrique par un modèle multi-physique. Le modèle multi-physique englobe un modèle numérique magnétique, un modèle analytique thermique et un modèle « surrogate » vibro-acoustique.

Les exemples présentés démontrent l'importance de la définition du problème de conception. Dans le cas des systèmes complexes une interface graphique semblable à l'interface « monVEOptim » devient indispensable afin d'aider le concepteur à mieux structurer le processus de conception et de lui permettre d'obtenir facilement une image globale du problème. Une telle interface doit l'aider à mieux poser et comprendre le problème de conception.

Il est possible de conclure que la méthodologie proposée peut être appliquée avec succès à une large variété des problèmes de conception. Ainsi, elle peut traiter des problèmes très simples mais également très complexes, tel : l'éco-conception simultanée d'un système multi-niveau comprenant des modèles de composants multi-physiques.

Une perspective émerge de par la nature du chapitre 5, et notamment l'utilisation du modèle de dimensionnement multi-physique dans le processus de conception optimale systémique. De tels modèles permettront d'aller plus loin en conception en s'attaquant aux problèmes plus complexes avec des modèles de composants toujours plus précis.

Bien évidemment, la méthodologie proposée, et par conséquent l'outil développé, peut très bien s'appliquer à d'autres types de chaînes de traction, tant dans le domaine des véhicules hybrides que dans le domaine de la traction ferroviaire. Les perspectives sont immenses et très ambitieuses, elles consistent simplement à aider à la conception de nouveaux produits bien adaptés aux sous-systèmes associés et aux systèmes qui les utilisent tout en intégrant les contraintes économiques et environnementales locales et globales.

Annexes

Annexe 1.1 – Sources d'information sur le changement climatique

Informations concernant le changement climatique sont accessibles sur les sites suivants :

Climate Change Information Service (a climate news portal): www.climatewire.org

United Nations Environment Programme, GRID-Arendal : www.grida.no

United Nations Framework Convention on Climate Change : <http://unfccc.int>

Mission Interministérielle de l'Effet de Serre : www.effet-de-serre.gouv.fr

United Nations Environment Programme: www.unep.org

The Intergovernmental Panel on Climate Change: www.ipcc.ch; www.unep.ch/ipcc

U.S. Global Change Research Program: www.usgcrp.gov

World Climate Research Programme: www.wmo.ch/web/wcrp/wcrp-home.html

Pew Centre on Global Climate Change: www.pewclimate.org

World Wildlife Fund Climate Change Campaign: www.panda.org/climate

Center for the Study of Carbon Dioxide and Global Change, CO2 Science Magazine:
www.co2science.org

"Climate Change Science: An Analysis of Some Key Questions" - a Report to the Bush Administration from the National Research Council of the National Academy of Sciences:
http://www.nap.edu/catalog/10139.html?onpi_newsdoc060601

Hadley Centre for Climate Prediction and Research: www.met-office.gov.uk/research/hadleycentre/index.html

German Climate Research Centre: www.dkrz.de/dkrz/intro_s?setlang=en_US

Max Planck Institute for Meteorology: www.mpimet.mpg.de/en/home.html

Laboratoire de Météorologie Dynamique du C.N.R.S.: www.lmd.jussieu.fr

Italian Meteorology Laboratory: www.lamma.rete.toscana.it/eng/index.html

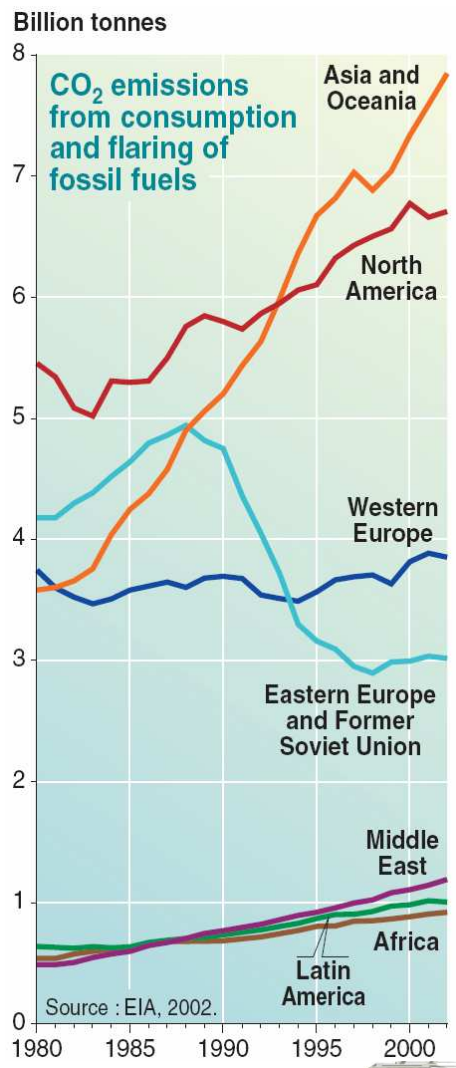
Climatic Research Unit: www.cru.uea.ac.uk

Commentaires sur l'actualité du climat: www.realclimate.org

Wikipédia, l'encyclopédie libre - Effet de serre : http://fr.wikipedia.org/wiki/Effet_de_serre

Wikipédia, l'encyclopédie libre - Protocole de Kyoto: http://fr.wikipedia.org/wiki/Protocole_de_Kyoto

Annexe 1.2 – Emissions et Concentrations atmosphériques de CO₂

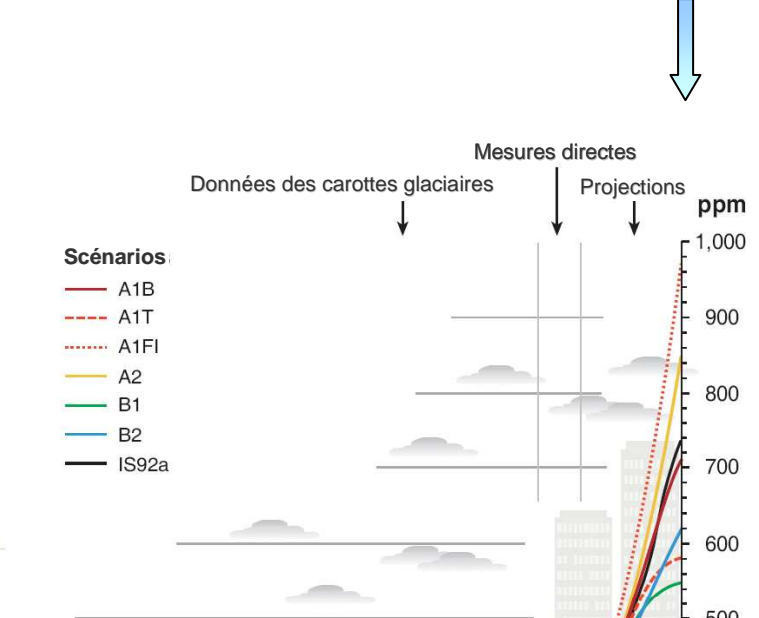


Source [Vital 2005]:
United Nations Environment Programme, GRID-Arendal.
Vital Climate Change Graphics, Février 2005.

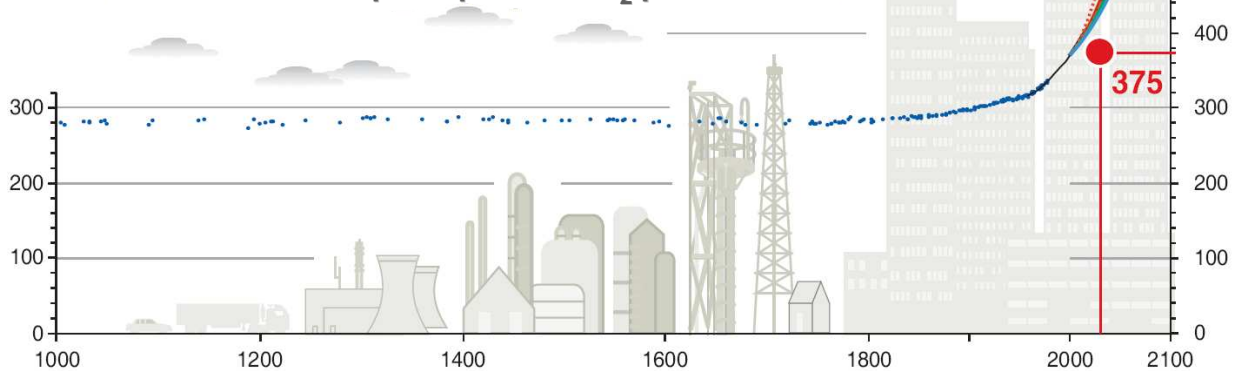


← Émissions de CO₂ par régions provenant des combustibles fossiles

Concentrations atmosphériques de CO₂ entre 1000 et 2000 obtenues à partir des données des carottes glaciaires et des mesures atmosphériques directes au cours des quelques dernières décennies. Les projections des concentrations de CO₂ pour la période 2000 et 2100 sont basées sur six scénarios différents



Concentrations atmosphériques de CO₂ passées et futures

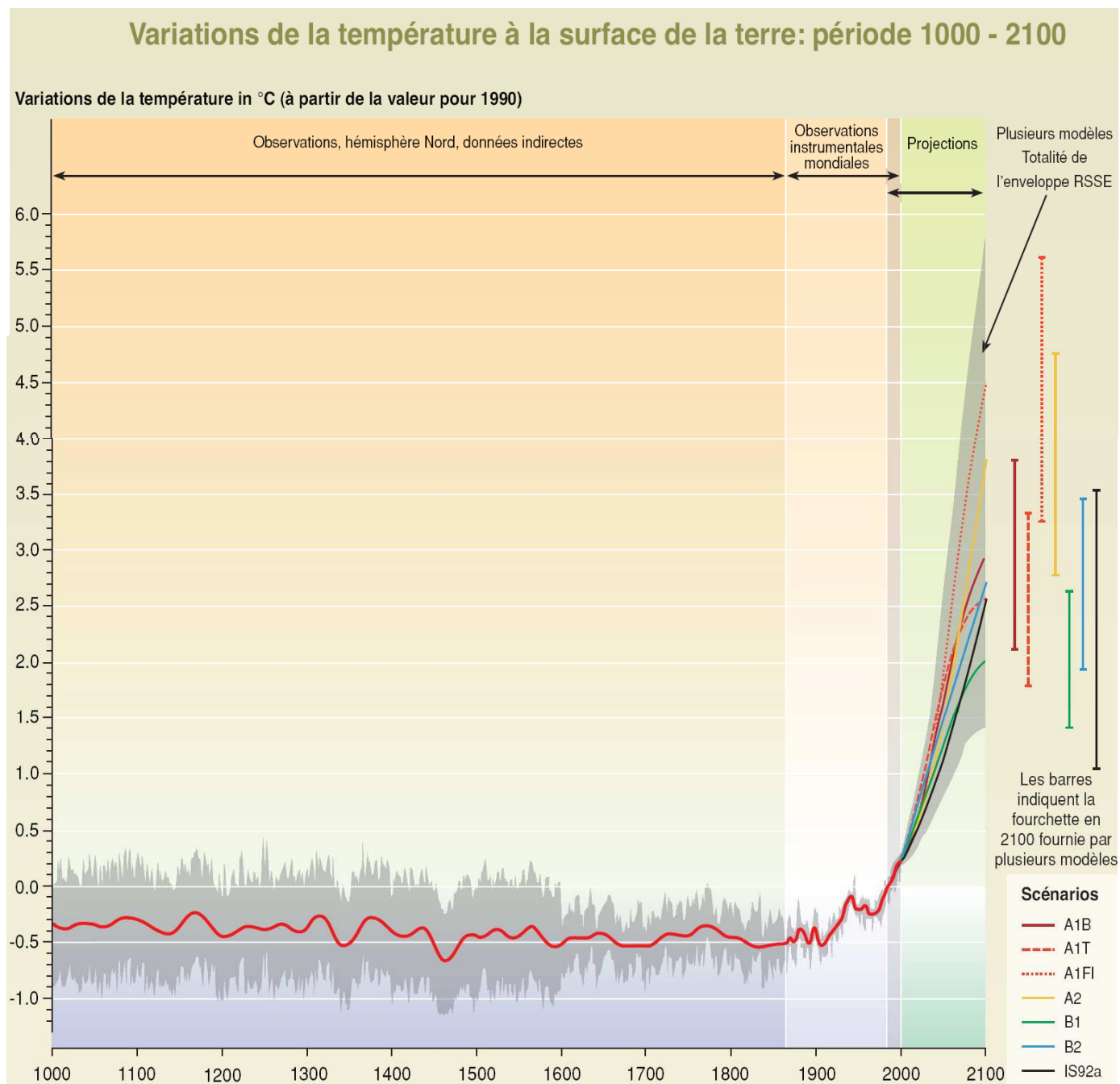


Voir aussi sur [Wikipédia](http://fr.wikipedia.org), (l'encyclopédie libre) les émissions de CO₂ pour l'année 2002 :

Liste des pays par émissions de dioxyde de carbone :
http://fr.wikipedia.org/wiki/Liste_des_pays_par_%C3%A9missions_de_dioxyde_de_carbone

Liste des pays par émissions de dioxyde de carbone par habitant :
http://fr.wikipedia.org/wiki/Liste_des_pays_par_%C3%A9missions_de_dioxyde_de_carbone_par_habitant

Annexe 1.3 – Variation de la température à la surface de la Terre (1000-2100)

**Variations de la température à la surface de la Terre : Période 1000–2100. [Watson 2001, p.37]**

Les variations des températures moyennes à la surface de l'hémisphère Nord pour la période 1000–1860 sont représentées (des données correspondantes pour l'hémisphère Sud ne sont pas disponibles) reconstituées à partir de données indirectes (cernes d'arbres, coraux, carottes glaciaires et données historiques). La ligne indique la moyenne de cinquante ans, la partie grise la limite de confiance de 95 % dans les données annuelles. De 1860 à 2000, les variations des observations des températures moyennes mondiales et annuelles à la surface obtenues par relevé instrumental sont indiquées ; la ligne représente la moyenne décennale. De 2000 à 2100, les projections des températures moyennes mondiales à la surface sont indiquées pour les six scénarios d'illustration du RSSE et IS92a utilisant un modèle avec une sensibilité du climat moyenne. La partie grise intitulée « plusieurs modèles totalité de l'enveloppe RSSE » représente la fourchette de résultats obtenus avec l'ensemble complet des 35 scénarios du RSSE en plus de ceux obtenus à partir de modèles avec des sensibilités du climat différentes. L'échelle de température illustre les variations par rapport à la valeur pour 1990.

Environ la moitié de cette incertitude des projections est due non pas aux modèles mais aux scénarios d'émissions des GES, c'est-à-dire aux choix politiques et économiques [Mulot 2006, p.54].

Annexe 1.4 – Les principaux gaz à l'effet de serre, leur durée de vie et leur pouvoir de réchauffement

The main greenhouse gases

Name	Pre-industrial concentration (ppmv *)	Concentration in 1998 (ppmv)	Atmospheric lifetime (years)	Main human activity source	GWP **
Water vapour	1 to 3	1 to 3	a few days	-	-
Carbon dioxide (CO ₂)	280	365	variable	fossil fuels, cement production, land use change	1
Methane (CH ₄)	0,7	1,75	12	fossil fuels, rice paddies, waste dumps, livestock	23
Nitrous oxide (N ₂ O)	0,27	0,31	114	fertilizers, combustion, industrial processes	296
HFC 23 (CHF ₃)	0	0,000014	260	electronics, refrigerants	12 000
HFC 134 a (CF ₃ CH ₂ F)	0	0,0000075	13,8	refrigerants	1 300
HFC 152 a (CH ₃ CHF ₂)	0	0,0000005	1,4	industrial processes	120
Perfluoromethane (CF ₄)	0,00004	0,00008	> 50 000	aluminium production	5 700
Perfluoroethane (C ₂ F ₆)	0	0,000003	10 000	aluminium production	11 900
Sulphur hexafluoride (SF ₆)	0	0,0000042	3 200	dielectric fluid	22 200

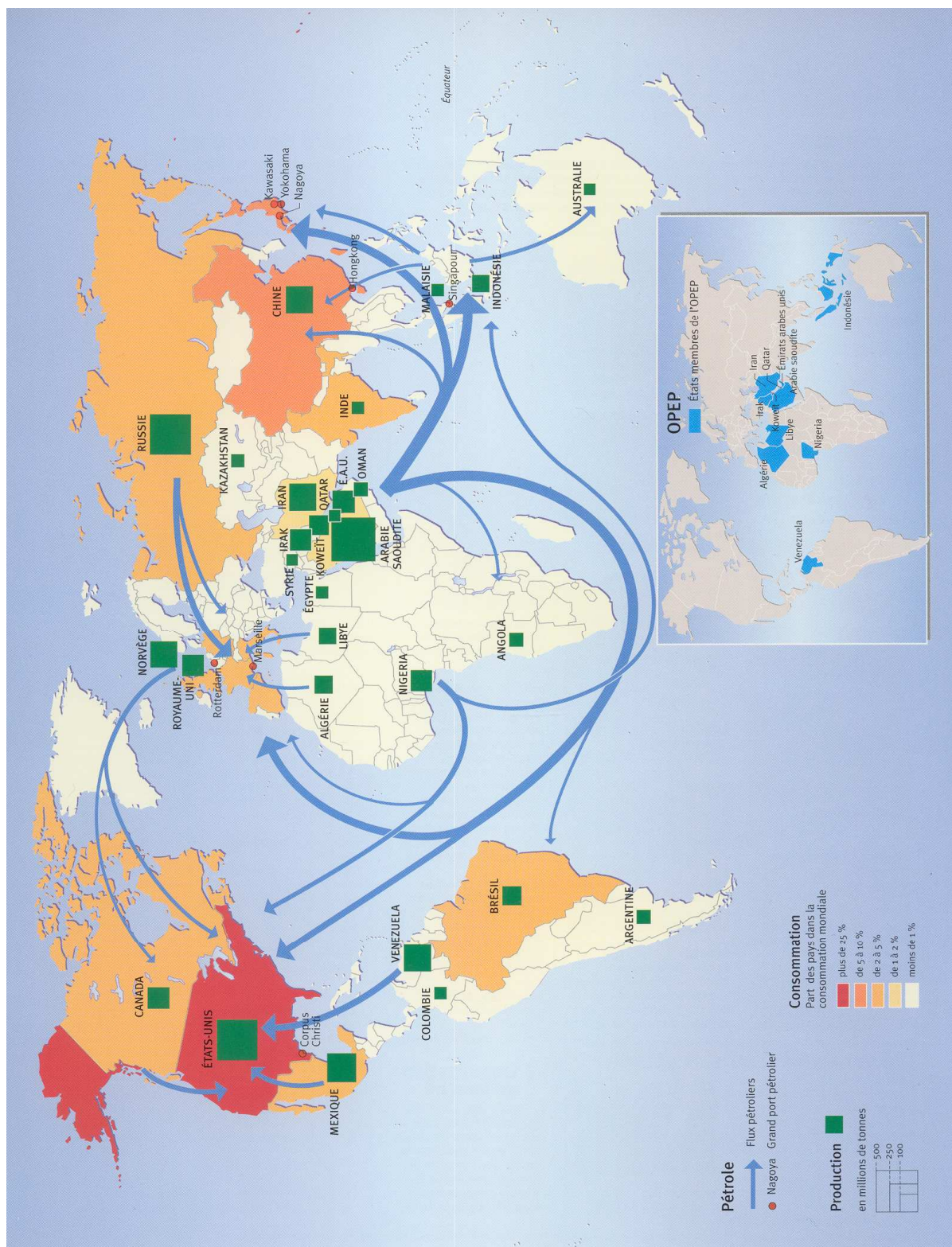
* ppmv = parts per million by volume, ** GWP = Global warming potential (for 100 year time horizon).

**Source :**

United Nations Environment Programme, GRID-Arendal.
Vital Climate Change Graphics, Février 2005.

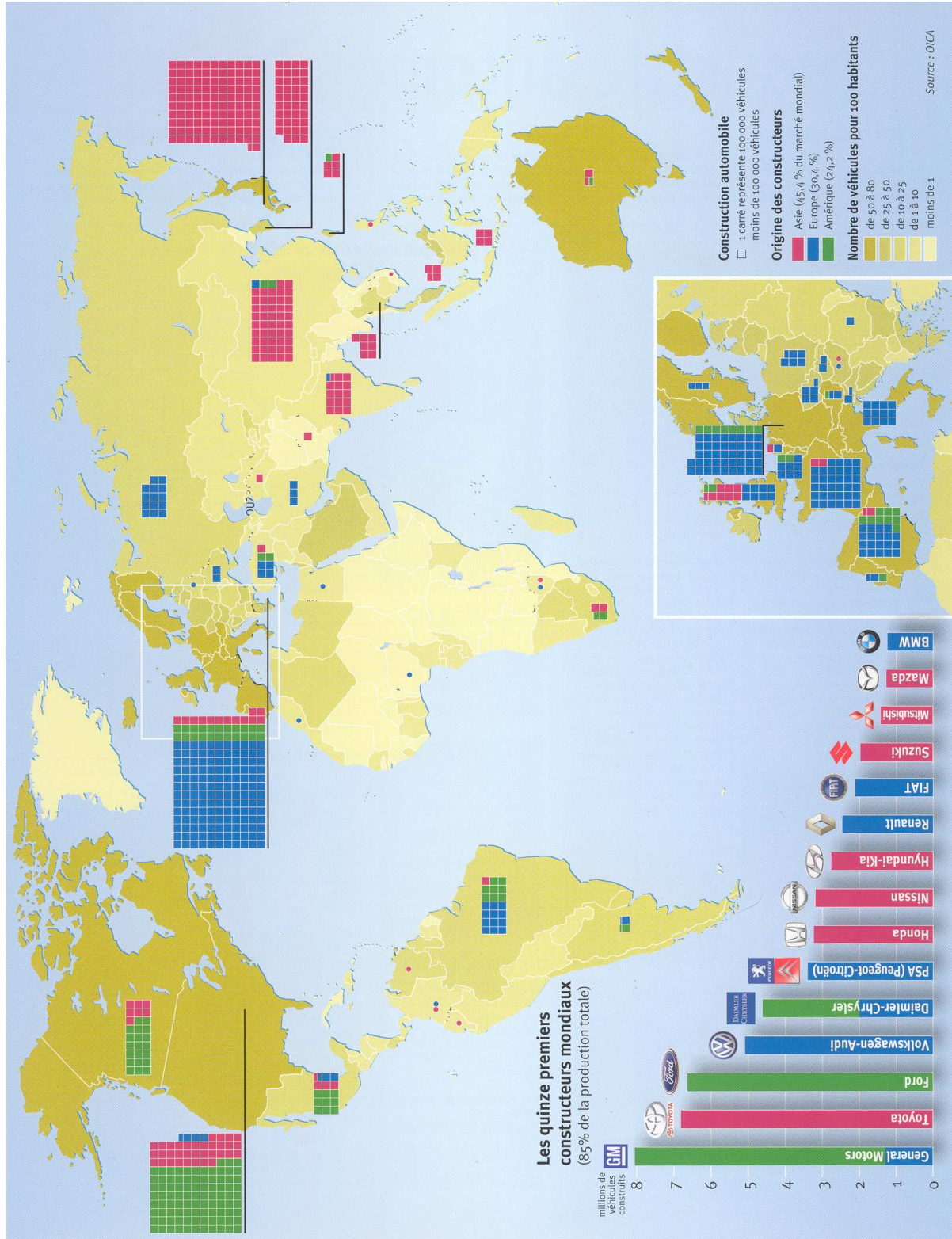
Annexe 1.5 – La production, la consommation et le flux pétrolier à l'échelle du globe

Source : Encyclopédie Atlas en cartes, Le Pétrole, Editions Atlas, site web : www.editionsatlas.fr.



Annexe 1.6 – L’Industrie Automobile à l’échelle du globe

Source : Encyclopédie Atlas en cartes, L’Industrie Automobile, Editions Atlas, site web : www.editionsatlas.fr.



Annexe 3.1 – La variation du coefficient de résistance au roulement C_{rr}

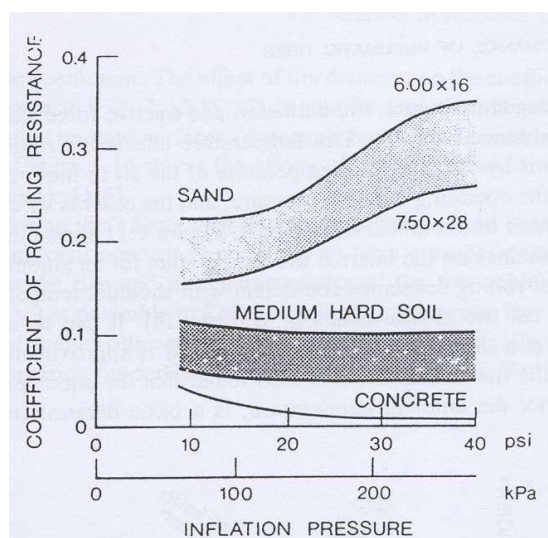


Figure A.1. La variation du coefficient de résistance au roulement C_{rr} en fonction de la pression des pneus sur différentes surfaces [Wong 2001, p.13]

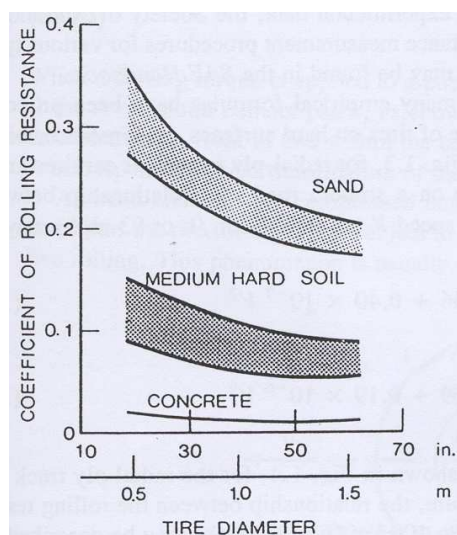


Figure A.2. L'effet du diamètre du pneu sur le coefficient de résistance au roulement C_r sur différentes surfaces [Wong 2001, p.16]

Rolling Resistance Coefficients

Conditions	Rolling resistance coefficient
Car tires on concrete or asphalt	0.013
Car tires on rolled gravel	0.02
Tar macadam	0.025
Unpaved road	0.05
Field	0.1–0.35
Truck tires on concrete or asphalt	0.006–0.01
Wheels on rail	0.001–0.002

Figure A.3. La variation du coefficient de résistance au roulement C_r en fonction de la surface de la route [Ehsani 2005, pg. 24]

Annexe 3.2 – La valeur du coefficient aérodynamique C_x

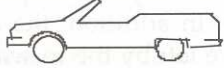






Vehicle Type	Coefficient of Aerodynamic Resistance
 Open convertible	0.5–0.7
 Van body	0.5–0.7
 Ponton body	0.4–0.55
 Wedge-shaped body; headlamps and bumpers are integrated into the body, covered underbody, optimized cooling air flow	0.3–0.4
 Headlamp and all wheels in body, covered underbody	0.2–0.25
 K-shaped (small breakway section)	0.23
 Optimum streamlined design	0.15–0.20
Trucks, road trains	0.8–1.5
Buses	0.6–0.7
Streamlined buses	0.3–0.4
Motorcycles	0.6–0.7

Figure A.4. Valeur indicative du coefficient aérodynamique pour différentes type de voitures [Ehsani 2005, p.26]

Vehicle Type	Aerodynamic Resistance Coefficient C_D	Frontal Area A_f	
		m ²	ft ²
Mini Cars			
Fiat Uno ES	0.33–0.34	1.83	19.70
Peugeot 205GL	0.35–0.37	1.74	18.73
Honda Civic 1.2	0.37–0.39	1.72	18.51
VW Polo Coupe	0.39–0.40	1.72	18.51
Nissan Micra GL	0.40–0.41	1.78	19.16
Low Medium Size			
VW Golf GTI	0.35–0.36	1.91	20.56
VW Jetta GT	0.36–0.37	1.91	20.56
Ford Escort 1.3 GL	0.39–0.41	1.83	19.70
Mazda 323 1.5	0.41–0.43	1.78	19.16
Toyota Corolla 1300 DX	0.45–0.46	1.76	18.95
Medium Size			
VW Passat CL	0.36–0.37	1.89	20.34
Audi 80CC	0.38–0.39	1.86	20.02
BMW 318i (320i)	0.39–0.40	1.86	20.02
Honda Accord 1.8 EX	0.40–0.42	1.88	20.24
Nissan Stanza Notchback	0.41–0.43	1.88	20.24
Upper Medium Size			
Audi 100 1.8	0.30–0.31	2.05	22.07
Mercedes 190E (190D)	0.33–0.35	1.90	20.45
BMW 518i (520i, 525e)	0.36–0.38	2.02	21.74
Saab 900 GLi	0.40–0.42	1.95	20.99
Volvo 740 GLE	0.40–0.42	2.16	23.25
Luxury Cars			
Saab 9000 Turbo 16	0.34–0.36	2.05	22.07
Jaguar XJ-S	0.4–0.41	1.92	20.67
Mercedes 500 SEL	0.36–0.37	2.16	23.25
Peugeot 604 STI	0.41–0.43	2.05	22.07
BMW 728i (732i/735i)	0.42–0.44	2.13	22.93
Sports Cars			
Porsche 924	0.31–0.33	1.80	19.38
Renault Fuego GTX	0.34–0.37	1.82	19.59
VW Scirocco GTX	0.38–0.39	1.74	18.73
Toyota Celica Supra 2.8i	0.37–0.39	1.83	19.70
Honda Prelude	0.38–0.40	1.84	19.81

Figure A.5. Exemples de valeurs du coefficient aérodynamique et de la section frontale du véhicule [Wong 2001, p.214]

Annexe 5.1 – Fichier MATLAB représentant le modèle thermique en régime permanent

```

function T = ThermiqueMoteurRegimePermanent(P_j,P_f,ds,dy,lr,rs,Tref)
%-----
%   Copyright 2005 S. KREUAWAN & V. MESTER, EC-LILLE, L2EP
%   $ Date: 2005/10/27 15:47:12 $
%-----
% - Modèle thermique du moteur électrique en régime permanent
% SOURCE:
% 1. Yves BERTIN, Refroidissement des machines électriques tournantes,
%   Technique de l'Ingénieur, D 3460
% 2. Jérémie REGNIER, Conception de systèmes hétérogènes
%   en Génie Électrique par optimisation évolutionnaire multicritère,
%   l'Institut Nationale Polytechnique de Toulouse, Thèse, Décembre 2003
%   page 227 - 231
% =====
% T = ThermiqueMoteurRegimePermanent(P_j,P_f,ds,dy,lr,rs,Tref)
% P_j - Pertes Joule
% P_f - Pertes Fer
% ds - Profondeur d'Encoche
% dy - Profondeur Culasse
% lr - Longueur Rotor
% rs - Rayon d'Alésage
% Tref - Température de référence ou température ambiante
% T - Température dans les différents points du moteur

% -----
%% ---- Constantes
gamma_b = 5; % (W.m-1.K-1) Conductivité thermique du cuivre du bobinage;
gamma_i = 0.25; % ... de l'isolant de bobinage;
gamma_co = 25; % ... de l'acier des tôles de la couronne;
gamma_ca = 180; % ... de l'alliage d'aluminium du carter;
riso_co = 1/300; % (K.m^2.W-1) Résistance thermique de contact surfacique
% entre l'isolant et la couronne;
rco_ca = 1/1500; % ... entre la couronne et le carter;
h = 30; % (W.m-2.K-1) Coefficient d'échange convectif entre
% le carter et l'air ambiant
% = 20 - 40 pour une machine à ventilation naturelle
% = 80 ou plus pour une machine à ventilation forcée

% -----
%% ---- Calcule des dimensions Ri de la machine
R1 = rs;
R2 = rs+ds;
R3 = R2 + 0.003; % 0.003 = l'épaisseur de l'isolant
R4 = R3;
R5 = R4+dy;
R6 = R5;
R7 = R6 + 0.01; % 0.01 = l'épaisseur carcasse
Sext = 2*pi*R7*lr + 2*pi*R7^2; % Sext - surface extérieure

% -----
%% ---- Calcul des résistances de conduction thermique
Rbob = (1-2*(R1^2/(R2^2-R1^2))*log(R2/R1))/(4*pi*lr*gamma_b);
Riso = (log(R3/R2))/(2*pi*lr*gamma_i);
Riso_co = riso_co/(2*pi*lr*R3);
Rjco = (log(R5/R4))/(2*pi*lr*gamma_co);
Rfco = (1-2*(R4^2/(R5^2-R4^2))*log(R5/R4))/(4*pi*lr*gamma_co);
Rco_ca = rco_ca/(2*pi*lr*R5);

```

```

Rca = (log(R7/R6))/(2*pi*lr*gamma_ca);
Rext = 1/(h*Sext);

% -----
%% ---- Elévation de la température de bobinage
% delta_t_bob = P_j*(Rbob + Riso + Riso_co + Rjco + Rco_ca + Rca + ...
% Rext)+ P_f*(Rco_ca + Rca + Rext + Rfco);

% % ---- Calcule de différences de températures
% T1 - T2 = Rbob*P_j
% T2 - T3 = Riso*P_j
% T3 - T4 = Riso_co*P_j
% T4 - T5 = Rjco*P_j + Rfco*P_f
% T5 - T6 = Rco_ca*P_j + Rco_ca*P_f
% T6 - T7 = Rca*P_j + Rca*P_f
% T7 - T8 = Rext*P_j + Rext*P_f

% -----
%% ---- Calcule des températures par matrices (AT = B*U)
A = [1 -1 0 0 0 0 0 0;
     0 1 -1 0 0 0 0 0;
     0 0 1 -1 0 0 0 0;
     0 0 0 1 -1 0 0 0;
     0 0 0 0 1 -1 0 0;
     0 0 0 0 0 1 -1 0;
     0 0 0 0 0 0 1 -1;
     0 0 0 0 0 0 0 1];

B = [Rbob      0      0;
     Riso      0      0;
     Riso_co   0      0;
     Rjco      Rfco   0;
     Rco_ca    Rco_ca 0;
     Rca       Rca    0;
     Rext      Rext   1];

U = [P_j;
     P_f;
     T8];

% ---- Calcule des températures
T = A\(B*U);

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% REVISION HISTORY
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% 2005/10/27: created ...

```


Annexe 5.2 – Fichier MATLAB de construction du modèle « surrogate »

```

function InterpBruit
%-----
%   Copyright 2006 V. Mester, EC-LILLE, L2EP
%   $ Date: 2006/04/07 17:02:53 $
%-----
% - Construction d'un modèle surrogate du Bruit en 6 dimensions
% =====
% function InterpBruit

% -----
%% ---- Constant data
y.mNbPo=6; % Nombre de paires de pôles
y.mLenght = 200e-3; % Longueur du moteur
y.nest = 72; % Nombre d'encoche
y.mEpTeteDent = 0.85e-3; % Epaisseur du tête de dent
y.mEntrfer = 2e-3; % Entrefer
y.mNoPhase = 3; % Nombre de phase

% -----
%% ---- Points du calcul choisies pour la construction du modèle surrogate
mRextS = [0.17 0.22 0.3]; % Rayon extérieur
mEpCs = [0.003 0.017 0.03]; % Culasse stator
mEpDemiDent = [0.001 0.002 0.003 0.004]; % Epaisseur du Demi Dent
mEpPM = [0.002 0.004 0.008 0.014 0.02]; % Epaisseur Aimant
mHEnc = [0.01 0.02 0.03]; % Hauteur Encoche
mpArcP = [0.7 0.75 0.8 0.85 0.9]; % Ouverture d'arc Polaire

% -----
%% ---- Launch computation for all configurations
for k1=1:length(mRextS)
    for k2=1:length(mEpCs)
        for k3=1:length(mEpDemiDent)
            for k4=1:length(mEpPM)
                for k5=1:length(mHEnc)
                    for k6=1:length(mpArcP)

                        y.mRextS = mRextS(k1);
                        y.mEpCs = mEpCs(k2);
                        y.mEpDemiDent = mEpDemiDent(k3);
                        y.mEpPM = mEpPM(k4);
                        y.mHEnc = mHEnc(k5);
                        y.mpArcP = mpArcP(k6);

                        varOUT = nOLchBruitVibr(y); % launch computation
                        nBruitMax(k1,k2,k3,k4,k5,k6)=varOUT.nBruitMax;

                        % ---- calcule du rayon d'alésage
                        mRa = y.mRextS - y.mEpCs - y.mHEnc - 0.85e-3;
                        mSlot = 2*pi*mRa/72 - 2*y.mEpDemiDent;
                        mSlot1 = 0.001;

                        % be sure the slot is superior to 0.001 m
                        if mSlot>mSlot1, varTEMP = true;

```

```

else, varTEMP = false;
end
TestConfig(k1,k2,k3,k4,k5,k6)=varTEMP; % save data

% Display information on computation
disp('_____6_mpArcP')
end
disp('_____5_mHEnc')
end
disp('____4_mEppM')
end
disp('__3_mEpCs')
end
disp('_2_mEpCs')
end
disp('1_mRextS')
end

% -----
%% ---- Vérification des configurations fausses
ElemTrue = sum(find(TestConfig==true)); % Configurations réalisable
ElemFalse = sum(find(TestConfig==false)); % Configurations fausses
ElemTotale = ElemTrue + ElemFalse; % Toutes les configurations
ProcentFalse = ElemFalse/ElemTotale*100; % Pourcentage de configurations
fausses

% -----
%% ---- Generate arrays for multidimensional interpolation
[nDmRextS, nDmEpCs, nDmEpDemiDent, nDmEpPM, nDmHEnc, nDmpArcP] = ...
    ndgrid(mRextS, mEpCs, mEpDemiDent, mEpPM, mHEnc, mpArcP);

% -----
%% ---- Save Surogate Model Data to variable *.mat
save SurogateModelData_MotorNoise.mat nBruitMax nDmRextS nDmEpCs
nDmEpDemiDent nDmEpPM nDmHEnc nDmpArcP

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% REVISION HISTORY
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% 2006/04/07: created ...

```

Annexe 5.3 – Fichier MATLAB représentant le modèle « surrogate » du bruit maximale du moteur

```

function varOUT = LchSurrogateBruit(varIN)
%-----
%   Copyright 2006 monVEOptim, EC-LILLE, L2EP
%   $ Date: 2006/04/10 21:28:50 $
%-----
% - Launch the Surrogate Model of the Motor Noise
% =====
% varOUT = LchSurrogateBruit(varIN)
% varIN - input structure
% varOUT - output structure

% -----
% ---- Read all variables from the input structure
% Begin initialization code - DO NOT EDIT
Snames = fieldnames(varIN);
for i=1:size(Snames,1); Val = getfield(varIN, Snames{i});
    str= sprintf('%s=%s;',Snames{i},'Val');
    eval(str); % read as local variable
end; clear Snames i Val str
% End initialization code - DO NOT EDIT
% -----

% -----
%% ---- Read Surrogate Model Data
load SurogateModelData_MotorNoise.mat

% -----
%% ---- Generate arrays for multidimensional interpolation
[nDmRexts_2,nDmEpCs_2,nDmEpDemiDent_2,nDmEpPM_2,nDmHEnc_2,nDmpArcP_2] = ...
    ndgrid(mRextS,mEpCs,mEpDemiDent,mEpPM,mHEnc,mpArcP);

% -----
%% ---- 6 dimensions interpolation
nBruitMax_2 = interpn(nDmRextS,nDmEpCs,nDmEpDemiDent,nDmEpPM,nDmHEnc,...
    nDmpArcP,nDBruitMax,...
    nDmRextS_2,nDmEpCs_2,nDmEpDemiDent_2,nDmEpPM_2,nDmHEnc_2,nDmpArcP_2,...
    'spline');

% -----
%% ---- Write data into the output structure
varOUT.nBruitMax = nBruitMax_2;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% REVISION HISTORY
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% 2006/04/10: created ...

```

Résumé

Les préoccupations actuelles sur le réchauffement climatique et la déplétion des ressources fossiles exigent une mutation basée sur le développement durable. Ainsi, afin de garder nos acquis en termes de mobilité, il est extrêmement important de trouver des solutions de propulsion *propres* et *efficaces*. C'est pourquoi, la conception optimale systémique des chaînes de traction électrique est un enjeu majeur.

La thèse présente une méthodologie rationnelle pour la conception optimale systémique appliquée à la conception des chaînes de traction électrique. La méthodologie est générale et se base sur l'optimisation sous contraintes. Elle intègre l'utilisation de différents niveaux de granularité au sein du modèle de conception. Une interface a été développée afin d'appliquer aisément cette méthodologie à des cas pratiques variés. Deux objectifs ont été traités, le premier concerne la définition des cahiers des charges des composants, le deuxième concerne la conception détaillée d'un composant de la chaîne de traction en prenant en compte l'ensemble du système. Ces applications mettent en évidence les avantages de la méthodologie proposée et l'importance de l'approche systémique.

Mots-clés

Conception Optimale Systémique, Méthodologie de la Conception, Orientation de la Conception, Optimisation sous Contraintes, Plans d'Expériences, Analyse de la Sensibilité, Efficacité Energétique, Model Multi-physique, Multi-modèle, Modèle Eléments Finis, Véhicule Electrique, Véhicule Hybride, Performances du Véhicule, Dynamique du Véhicule, Chaîne de Traction, Cahier des Charges, Surface de Rendement, Machines Electriques, Dimensionnement, Moteur Synchrone à Aimants Permanents, Réchauffement Climatique, Epuisement de Ressources Pétrolières.

Abstract

Given the actual international concerns about global warming and oil depletion, there are increased interests on sustainable development. Thus, in order to preserve our actual mobility habits, it is very important to find new solutions for *clean* and *efficient* propulsion. Therefore, the global optimal design in the field of electric drive train is of major interest.

The present dissertation proposes a rational methodology for global optimal design and uses it to design electric drive trains. The methodology is general and is managed by constrained optimization. It allows different levels of granularity within the design model. A graphical user interface was developed in order to easily apply this methodology to various practical cases of design. Two objectives were considered. The first relates to the definition of the component specifications, the second one to the detailed design of one or more components of the drive train taking into account the whole system. These applications highlight the advantages of suggested methodology and the importance of a systemic approach.

Keywords

Global Optimal Design, Design Methodology, Design Orientation, Constrained Optimization, Experimental Design, Sensitivity Analysis, Energy Efficiency, Multiphysic Model, Multimodel, Finite Element Model, Electric Vehicle, Hybrid Vehicle, Vehicle Performances, Vehicle Dynamics, Drive Train, Specifications, Efficiency Surface, Electric Motor, Sizing, P.M. Motor, Global Warming, Oil Depletion.
