

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la Recherche Scientifique



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
Ecole Nationale Polytechnique

Ecole Nationale Polytechnique d'Alger

Département génie mécanique



L G M D

Laboratory of Green and Mechanical Development -LGMD-

Mémoire de Projet de Fin d'études

Pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'Etat en

Génie Mécanique

Thème :

**Etude, modélisation, et conception d'un
véhicule à zéro émission : Transformation de
la motorisation mécanique en électrique du
modèle KIA Pride 2000**

Réalisé par :

REZGUI Aicha

ALBANE Lilia

Sous la direction de :

M. Arezki SMAILI

M. Mohamed BENBRAIKA

Composition du jury

Président	M. Said RECHAK	Professeur	ENP Alger
Promoteur	M. Arezki SMAILI	Professeur	ENP Alger
Promoteur	M. Mohamed BENBRAIKA	M A A	ENP Alger
Examineur	M. Abdelhamid BOUHELAL	M C A	ENP Alger
Invité	M. Cherif LARBES	Professeur	ENP Alger

Présenté et soutenu publiquement le : 25/06/2023

ENP 2023

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la Recherche Scientifique



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
Ecole Nationale Polytechnique

Ecole Nationale Polytechnique d'Alger

Département génie mécanique



L G M D

Laboratory of Green and Mechanical Development -LGMD-

Mémoire de Projet de Fin d'études

Pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'Etat en

Génie Mécanique

Thème :

**Etude, modélisation, et conception d'un
véhicule à zéro émission : Transformation de
la motorisation mécanique en électrique du
modèle KIA Pride 2000**

Réalisé par :

REZGUI Aicha

ALBANE Lilia

Sous la direction de :

M. Arezki SMAILI

M. Mohamed BENBRAIKA

Composition du jury

Président	M. Said RECHAK	Professeur	ENP Alger
Promoteur	M. Arezki SMAILI	Professeur	ENP Alger
Promoteur	M. Mohamed BENBRAIKA	M A A	ENP Alger
Examineur	M. Abdelhamid BOUHELAL	M C A	ENP Alger
Invité	M. Cherif LARBES	Professeur	ENP Alger

Présenté et soutenu publiquement le : 25/06/2023

ENP 2023

الملخص:

في إضافة لمشروع السابق الذي ركز على تحويل سيارة كيا برايد 2000 إلى نظام دفع كهربائي، يقدم المشروع الحالي تعديلات هامة لتعزيز الأداء والأداء. تتمحور هذه التعديلات بشكل أساسي حول المحرك الكهربائي والبطارية ونظام التبريد الخاص بها، بالإضافة إلى جوانب جديدة مثل تحجيم علبة التروس. يتم استخدام محاكاة بواسطة Ansys لتحليل أنظمة الفرامل والتعليق. يهدف هذا العمل إلى تحسين القوة والكفاءة والمدى والمتانة للنظام الكهربائي، مما يضمن تحويلاً فعالاً وأمناً إلى الدفع الكهربائي للمركبة.

الكلمات المفتاحية: التعديل التحديثي، المحرك الكهربائي، البطارية، علبة التروس، نظام الفرامل، نظام التعليق

Abstract:

In addition to the previous thesis project, which focused on converting the KIA PRIDE 2000 vehicle to electric power, the current project introduces significant modifications to enhance performance. The adjustments primarily focus on the electric motor, battery, and its cooling system, as well as new aspects such as sizing the gearbox. Ansys simulations are used to analyse the braking and suspension systems. These improvements aim to optimize power, efficiency, range, and durability of the electric system, ensuring an effective and safe conversion to electric propulsion for the vehicle.

Key words: retrofitting, electric motor, battery, cooling system, gearbox, braking system, suspension system

Résumé :

En complément du projet de fin d'étude précédent, axé sur la conversion du véhicule KIA PRIDE 2000 en motorisation électrique, le présent projet apporte des modifications importantes pour améliorer la performance. Les ajustements se concentrent sur le moteur électrique, la batterie et son système de refroidissement, ainsi que sur des aspects nouveaux tels que le dimensionnement du réducteur de vitesse. Des simulations par Ansys sont utilisées pour analyser les systèmes de freinage et de suspension. Ces améliorations visent à optimiser la puissance, l'efficacité, l'autonomie et la durabilité du système électrique, garantissant ainsi une conversion efficace et sûre vers la motorisation électrique du véhicule.

Mots clés : rétrofit, moteur électrique, batterie, système de refroidissement, réducteur, système de freinage, système de suspension

Remerciements

Louange à **DIEU** le tout puissant de nous avoir guidé et permis d'arriver à ce stade.

Tout d'abord ce travail n'aurait pas pu voir le jour sans l'encadrement de monsieur **Arezki SMAILLI**, professeur et monsieur **Mohammed BENBRAIKA**, Maitre-Assistant Classe « A », qu'on remercie pour la qualité de leurs conseils, leur patience, leur rigueur et leur disponibilité durant la préparation de ce projet.

Nos vifs remerciements vont aux membres du jury :

Monsieur **Said RECHAK**, professeur, Président.

Monsieur **Abdelhamid BOUHELAL**, Maitre de Conférences Classe « A », Examineur.

Pour avoir accepté d'évaluer notre travail, leur lecture attentive ainsi que pour les remarques qu'ils nous adresseront lors de présentation afin d'améliorer notre travail.

Monsieur **Cherif LARBES**, Professeur, Invité. Pour avoir accepté d'assister.

Nos remerciements s'adressent également à tous nos professeurs pour nous avoir accompagné le long de notre parcours et de nous avoir prodigué leurs connaissances et leur savoir.

Nous remercions également, nos parents et nos familles qui ont été un soutien indéniable durant tout notre parcours, nos amis sans oublier tous nos camarades de la promotion pour leur solidarité, leur complicité et notamment leur humour.

Enfin, ce travail a permis de renforcer les liens d'amitié, d'entente et de partage entre nous deux qui seront gravés à jamais dans nos mémoires.

Dédicace

A mon très cher Papa,

Dans les méandres de ma vie tu as été et tu es toujours là

Me guidant pas à pas

Partageant mes joies et mes peines

Tu es mon soutien indéfectible qui m'a toujours encouragé

A me surpasser, à croire en moi et à ne jamais renoncer

Cette réussite est le fruit de ton abnégation

Et de ta foi en mes capacités

Tu es mon modèle et mon repère

Je ne pourrai jamais te remercier assez

Pour tous tes sacrifices et ton amour

Je te dois ce que je suis aujourd'hui et ce que je serai demain

Je ferai toujours de mon mieux pour rester ta fierté

Dans mes réussites je vois ton sourire rayonné

Car tu es le fondement de leurs réalisations

Alors aujourd'hui cette dédicace qui t'est dédiée

N'est que le reflet de ma reconnaissance

Et de mon amour éternel envers toi

Que DIEU le tout puissant te préserve, t'accorde santé et longue vie

Aicha REZGUI

Dédicace

C'est avec profonde gratitude et sincères mots, que je dédie ce modeste travail de fin d'étude à mes chers parents qui ont sacrifié leur vie pour ma réussite et m'ont éclairé le chemin par leur conseils judicieux.

A mon frère, mes sœurs, ma grand-mère et Ceux qui ont partagé avec moi tous les moments d'émotion et m'ont chaleureusement supporté et encouragé tout au long de mon parcours.

A ma famille, mes proches et à ceux qui me donnent de l'amour et de la vivacité.

A tous mes amis qui m'ont toujours encouragé, et à qui je souhaite plus de succès.

Lilia ALBANE

Table des matières

Liste des figures	
Liste des tableaux	
Nomenclature	
Introduction générale.....	14
Chapitre 1 : Généralité sur les véhicules électriques et leetrofit	17
1.1 Introduction	18
1.2 Les véhicules électriques.....	18
1.2.1 Historique et évolution du véhicule électrique	18
1.2.2 Types de véhicules électriques.....	19
1.2.3 Les avantages et inconvénients du véhicule électrique	19
1.2.4 Systèmes et configurations des véhicules électriques	19
1.3 Le retrofit.....	22
1.3.1 Définition du retrofit	22
1.3.2 Les avantages et inconvénients du retrofit	23
1.4 Conclusion.....	23
Chapitre 2 : Dimensionnement de la motorisation électrique, de la batterie et de son système de refroidissement.....	24
2.1 Introduction	25
2.2 Dimensionnement du système de propulsion.....	25
2.2.1 Modèle Simulink pour le dimensionnement du moteur	26
2.2.2 Résultats finaux du dimensionnement	28
2.3 Dimensionnement de la batterie	28
2.3.1 Modèle Simulink pour le dimensionnement énergétique.....	29
2.3.2 Le dimensionnement de la batterie.....	30
2.3.3 Résultats finaux du dimensionnement	31
2.4 Dimensionnement du système de gestion thermique	31
2.4.1 Evolution de la température en l'absence du refroidissement.....	31

Table des matières

2.4.2	Evolution de la température en présence du refroidissement	33
2.5	Conclusion	34
Chapitre 3 : Dimensionnement du système de transmission		35
3.1	Introduction	36
3.2	Configuration du système de transmission choisi	36
3.3	Réducteur de vitesse.....	37
3.3.1	Schéma cinématique du réducteur.....	37
3.3.2	Constitution du réducteur de vitesse	37
3.3.3	Principe de fonctionnement du réducteur.....	38
3.4	Calcul cinématique	38
3.5	Calcul énergétique	40
3.6	Résultats des calculs	41
3.7	Dimensionnement des engrenages	42
3.7.1	Le dimensionnement préliminaire.....	43
3.7.2	Résultats du dimensionnement préliminaire.....	46
3.7.3	Dimensionnement géométrique des engrenages	47
3.7.4	Résultats du dimensionnement géométrique	50
3.8	Conclusion.....	51
Chapitre 4 : Analyse des système de freinage et de suspension.....		52
4.1	Introduction	53
4.2	Système de freinage	53
4.2.1	Frein à disque.....	53
4.2.2	Critère d'évaluation pour la conception d'un système de freinage.....	53
4.2.3	Phénomène thermique dans les disques	54
4.2.4	Phénomène mécanique dans les disques.....	55
4.2.5	Détermination de la pression de contact	55
4.2.6	Simulation.....	56

Table des matières

4.2.7	Résultats de la simulation.....	58
4.3	Système de suspension.....	60
4.3.1	Les différents organes du système de suspension	60
4.3.2	Les critères d'évaluation de la performance de la suspension	61
4.3.3	Modèle un quart de véhicule.....	61
4.3.4	Simulation.....	62
4.4	Résultats de la simulation.....	64
4.5	Conclusion.....	66
Chapitre 5	Conclusion générale.....	67
Annexes	70
Références bibliographiques.....		74

Liste des figures

Figure 1-1 : Configurations selon les variations de propulsion électrique tiré de [12]	20
Figure 2-1 : Le cycle de conduite WLTP.....	26
Figure 2-2 : Modèle Simulink pour le dimensionnement du moteur.....	26
Figure 2-3 : La courbe de la puissance du moteur en [<i>kW</i>]	27
Figure 2-4 : Modèle Simulink pour le dimensionnement du moteur.....	29
Figure 2-6 : Evolution de la température en l'absence de refroidissement dans la phase « low » du cycle considéré.....	32
Figure 2-7 : Evolution de la température en l'absence du refroidissement dans le cycle moyen « medium » du cycle considéré.....	32
Figure 2-8 : Evolution de la température en présence du refroidissement dans la phase moyen « medium » du cycle considéré.....	33
Figure 3-1 : Configuration équipée d'un moteur électrique, d'un rapport fixe et d'un différentiel [12]	36
Figure 3-2 : Schéma cinématique du réducteur coaxial à deux étages utilisant des roues dentées cylindriques hélicoïdales	38
Figure 3-3 : Eléments géométriques des roues dentées cylindriques [24]	43
Figure 4-1 : (a) Frein à disque ; (b) schéma d'un frein à disque	53
Figure 4-2 : Structure d'une plaquette de frein et d'un demi-disque	57
Figure 4-3 : Maillage par défaut d'un ensemble disque-plaquette	57
Figure 4-4 : Flux de chaleur total	58
Figure 4-5 : Déplacement total	59
Figure 4-6 : Déformation élastique principale maximale	59
Figure 4-7 : Contrainte maximale principale	59
Figure 4-8 : Ensemble ressort-amortisseur.....	61
Figure 4-9 : Schéma représentatif du modèle d'un quart de véhicule (à 2 DLL)	62
Figure 4-10 : Structure d'un ressort hélicoïdal et de l'amortisseur de jambe de force de la suspension.....	63
Figure 4-11 : Maillage par défaut d'un système de suspension.....	63
Figure 4-12 : Déplacement total	64
Figure 4-13 : Déformation élastique équivalente	64
Figure 4-14 : Contrainte équivalente.....	65

Liste des tableaux

Tableau 1-1 : Tableau d'évaluation des systèmes de propulsion électrique [15].....	21
Tableau 2-1 : Les paramètres nécessaires pour la simulation [6].....	27
Tableau 2-2 : Les résultats finaux du dimensionnement du moteur électrique.....	28
Tableau 2-3 : Les paramètres complémentaire pour la simulation.....	30
Tableau 2-4 : Résultats de la simulation du dimensionnement énergétique	30
Tableau 2-5 : Les propriétés techniques des cellules LFP 18650	30
Tableau 2-6 : Les résultats finaux du dimensionnement de la batterie	31
Tableau 3-1 : L'ordre de grandeur de rendement de quelques couples de frottement présents dans une transmission mécanique.....	40
Tableau 3-2 : Les valeurs nominales des rapports de transmission normalisées	41
Tableau 3-3 : Les résultats finaux des calculs cinématique et énergétique du réducteur	42
Tableau 3-4 : Tableau de valeurs normalisées de l'entraxe.....	46
Tableau 3-5 : Tableau de valeurs normalisées du module	46
Tableau 3-6 : Les paramètres calculés	47
Tableau 3-7 : Les paramètres calculés	50
Tableau 3-8 : Paramètres géométriques du 1er engrenage.....	50
Tableau 3-9 : Paramètre géométriques du 2eme engrenage	51
Tableau 4-1 : Données nécessaires aux calculs de la pression de contact.....	56
Tableau 4-2 : Caractéristiques mécaniques des disques de frein	58
Tableau 4-3 : Caractéristiques mécaniques des plaquettes.....	58
Tableau 5-1 : Caractéristiques mécaniques du système de suspension.....	64

Nomenclature

$A_{\text{plaquette}}$	L'aire de la surface de la plaquette
a	L'entraxe admissible
a_0	La distance de référence entre les axes
a_f	L'entraxe de fonctionnement
a_{NORME}	La distance de référence entre les axes normalisée
b	La largeur de la denture
c_0	L'amortissement du système
C_I	Le couple transmis par l'arbre d'entrée
C_{II}	Le couple transmis par l'arbre intermédiaire
C_{III}	Le couple transmis par l'arbre de sortie
d_{a_i}	Le diamètre de tête
d_{b_i}	Le diamètre de base
d_{f_i}	Le diamètre de pied
d_{p_i}	Le diamètre primitif
F_{disque}	La force travaillant au disque de frein
h_{a_i}	La hauteur de saillie
h_{f_i}	La hauteur de creux
K_A	Le facteur de charge dynamique extérieur
$K_{F\beta}$	Le facteur de répartition longitudinale de la charge
$K_{H\beta}$	Le facteur de la répartition longitudinale de la charge par la sollicitation hertzienne
K_{HN}	Le facteur de nombre de cycles de sollicitation pour la sollicitation hertzienne
K_V	Le facteur dynamique intérieur
k_0	La raideur du ressort du pneu
k_1	La raideur du ressort du système de suspension
M_{vr}	La masse du véhicule rétrofité
m_1	La masse de la roue
m_2	La masse du châssis
m_f	Le module de fonctionnement
m_n	Le module normal des roues dentées
m'_n	Le module normal recalculé

Nomenclature

m_t	Le module apparent
N_I/ω_I	La vitesse de rotation de l'arbre d'entrée
N_{II}/ω_{II}	La vitesse de rotation de l'arbre intermédiaire
N_{III}/ω_{III}	La vitesse de rotation de l'arbre de sortie
P_{disque}	La pression extérieure entre le disque et les plaquettes
P_I	La puissance transmise par l'arbre d'entrée
P_{II}	La puissance transmise par l'arbre intermédiaire
P_{III}	La puissance transmise par l'arbre de sortie
R_{disque}	Le rayon du disque de frein
R_t	Le rapport total de transmission
R_1	Le rapport de transmission de l'engrenage 1
R_2	Le rapport de transmission de l'engrenage 2
S_F	Le facteur de sureté pour la sollicitation au pied de la dent
S_H	Le facteur de sureté par rapport à la sollicitation hertzienne
$t_{arrêt}$	Le temps d'arrêt
x_i	Le coefficient de déport des pignons
x_j	Le coefficient de déport des roues
x_k	La somme des déports de l'engrenage
Y_F	Le facteur de forme
Y_{FX}	Le facteur dimensionnel
Y_S	Le facteur de concentration des contraintes
Y_β	Le facteur de l'angle d'hélice
Z_H	Le coefficient du point de roulement
Z_M	Le facteur du matériau
Z_R	Le facteur de rugosité
Z_w	Le facteur du rapport de la dureté des flancs
Z_ϵ	Le facteur de la longueur de contact
z_{1max}	Le nombre maximum de pignon du 1 ^{er} engrenage
z_i	Le nombre de dent des pignons
z_j	Le nombre de dents des roues
α_f	L'angle de pression de fonctionnement

Nomenclature

α_n	L'angle de pression sur le cylindre primitif sur le plan normal
α_t	L'angle de pression apparente
β	L'angle de l'hélice
η_e	Le rendement d'engrenage cylindrique
η_r	Le rendement de la paire de roulement
η_{tot}	Le rendement total du moteur
μ	Le coefficient de frottement
$\sigma_{F\ lim}$	L'effort unitaire limite pour la sollicitation à la fatigue
$\sigma_{H\ lim}$	L'effort unitaire limite à la sollicitation hertzienne
ϕ_a	Le coefficient de la largeur
ω_{disque}	La vitesse de rotation du disque

Introduction générale

Introduction générale

Au cours du dernier siècle, l'évolution technologique a été remarquable, mais malheureusement, elle a souvent été guidée par des considérations économiques et techniques voire mercantiles plutôt que par des préoccupations environnementales. Les conséquences de cette approche se sont révélées de plus en plus évidentes, avec comme effets des dégâts écologiques pratiquement irréversibles (diminution de la couche d'ozone, fonte des glaciers, élévation du niveau de la mer, réchauffement climatique) [1].

Aujourd'hui, les entreprises, particulièrement celles polluantes, sont astreintes à des exigences accrues en matière de durabilité et de responsabilité environnementales au point où leurs activités et leurs processus sont régis par des normes strictes afin de réduire leurs émissions de dioxyde de carbone (CO_2) [2].

Dans ce contexte, selon les études, le secteur de transports à lui seul représente plus de 41% des émissions totales de CO_2 . Sur les 41%, les voitures de tourisme représentent environ 37% des émissions de CO_2 , suivies des poids lourds 24% et des camions légers avec 17% [3]. C'est pourquoi le véhicule électrique se positionne comme une réponse prometteuse à ces défis environnementaux [4].

L'examen du cycle de vie met en évidence de manière probante que les véhicules électriques ont des répercussions environnementales considérablement moindres que les véhicules thermiques. A titre d'exemple, les systèmes antipollution des véhicules thermiques ont tendance à se détériorer au fil des années entraînant une augmentation des émissions polluantes, contrairement aux véhicules électriques qui en sont exempts d'émissions d'échappement, ce qui les rend intrinsèquement plus propres et plus respectueux de l'environnement. Par ailleurs, à mesure que la production d'électricité est générée de plus en plus par des sources d'énergie propres (éolienne, panneaux solaires...), il est indéniable que la tendance vers le véhicule électrique va s'accroître dans les années à venir [5].

Dans cette optique, la conversion (ouetrofit) offre l'opportunité de considérablement modifier l'impact environnemental associé aux déplacements. La prolongation, par la conversion, de la durée de vie d'un véhicule en bon état permet de réduire au maximum les émissions de CO_2 et les polluants liés à la production.

Sur la base des préoccupations environnementales, décrites supra, notre travail a été structuré en **quatre chapitres**, dont la présentation succincte est la suivante :

Introduction générale

Le premier chapitre, aborde les aspects généraux (définition, évolution, types, avantages et inconvénients) du véhicule électrique. Ensuite, il traite du système global du véhicule électrique et ses différentes configurations à savoir la propulsion électrique, les sources d'énergie, la gestion thermique et les systèmes de transmission. Enfin, le concept de rétrofit est introduit, en mettant en évidence ses critères d'admissibilité, ses avantages et ses inconvénients.

Le deuxième chapitre, sur la base de la méthodologie du projet de fin d'étude antérieur [6], qui visait à calculer et déterminer les caractéristiques du moteur électrique, de la batterie et de son refroidissement, nous avons procédé à certaines adaptations afin d'obtenir des résultats compte tenu des objectifs spécifiques que nous nous sommes fixés.

Le troisième chapitre, traite du dimensionnement du système de transmission. Le choix d'un réducteur à rapport fixe et d'engrenages hélicoïdaux ainsi que des calculs cinématiques visant à déterminer les rapports de transmissions et les vitesses de rotations des arbres et des calculs énergétiques pour évaluer les puissances et les couples transmis par les arbres ainsi que le calcul des caractéristiques de chaque engrenage. Il est à souligner que le redimensionnement du différentiel mécanique n'est pas abordé vu qu'il est déjà existant dans le véhicule.

Le dernier et quatrième chapitre, se concentre sur l'analyse du système de freinage existant sur le véhicule pour vérifier si le système peut assurer un freinage adéquat, même avec une augmentation du poids du véhicule et à l'analyse du système de suspension existant sur le véhicule afin de vérifier la capacité du système à supporter la charge statique sans subir de déformations excessives ou de contraintes critiques (analyse à l'aide d'une simulation thermo-statique effectuée avec le logiciel Ansys Workbench).

Finalement, ce travail aboutira à une conclusion générale qui synthétisera l'ensemble de cette étude.

Chapitre 1 : Généralité sur les véhicules électriques et le rétrofit

1.1 Introduction

Les véhicules électriques représentent une nouvelle génération de véhicules propres et respectueux de l'environnement, offrant une alternative aux véhicules thermiques traditionnels. D'un autre côté, le retrofit propose une solution novatrice en permettant la conversion de véhicules existants en véhicules électriques.

1.2 Les véhicules électriques

1.2.1 Historique et évolution du véhicule électrique

La première voiture électrique entièrement fonctionnelle a été créée par l'Écossais Robert Anderson. Son prototype a été créé entre 1832 et 1839. Il avait une vitesse de pointe de 12 *km/h* et produisait de l'électricité à l'aide de piles primaires (batteries non rechargeables) [8].

En 1899, Ferdinand Porsche, un inventeur autrichien, employé par Jakob Lohner & Company, a produit son premier véhicule électrique qui pouvait aller jusqu'à 25 *km/h*. Ses véhicules électriques comportaient des composants de pointe à l'époque, comme le moteur à moyeu électrique qui alimentait directement les roues du véhicule [9].

Trois ans après, il créa le premier véhicule hybride au monde alimenté électriquement sur les quatre roues en installant un moteur thermique pour étendre la portée du véhicule [10]. Plus tard, il lança la Lohner-Porsche Mixte, avec une vitesse de pointe de 80 *km/h* [9].

Le premier véhicule à franchir la barrière des 100 *km/h* était équipé d'une traction électrique. Le véhicule connu sous le nom de Jamais Contenté (Never Satisfied en anglais) est alimenté par deux machines électriques de 25 *kW* (200 *V* et 124 *A* chacune) [11].

Après une éclipse de 50 *ans*, l'intérêt pour les véhicules électriques s'est ravivé par la hausse des prix du carburant dans les années 1960 qui s'est accélérée dans les années 1970. Plusieurs véhicules électriques ont été créés à cette époque notamment les urbaines compactes et à courte portée [9].

Dans les années 90, General Motors EV1, Toyota RAV4 EV, et Honda EV Plus, ont construit plusieurs modèles de véhicules électriques dont la majorité n'a été proposée qu'au début des années 2000 [7].

Chapitre 1 : Généralités sur les véhicules électriques et le rétrofit

A partir des années 2000, avec l'introduction de la Tesla Roadster en 2008, la Nissan Leaf en 2010, et la Chevrolet Volt en 2011 le marché des véhicules électriques a connu une croissance rapide, en raison des restrictions environnementales plus strictes ainsi que des avancées technologiques telles que des réseaux de recharge plus rapides et des batteries lithium-ion plus efficaces [9].

1.2.2 Types de véhicules électriques

Il existe plusieurs types de véhicules électriques : le véhicule 100% électrique, le véhicule hybride « full hybrid », le véhicule hybride enfichable « plug-in hybrid » et le véhicule électrique à autonomie prolongée.

1.2.3 Les avantages et inconvénients du véhicule électrique

➤ Les avantages

Le véhicule électrique n'émet pas d'émission de toxine, est silencieux, nécessite moins d'entretien et est facile à conduire.

➤ Les inconvénients

Le véhicule électrique a une autonomie et une durée de vie limitées de la batterie, un prix élevé, et constitue un risque pour les usagers de la route (piétons, cyclistes) du fait qu'il est silencieux.

1.2.4 Systèmes et configurations des véhicules électriques

➤ Système du véhicule électrique

Le sous-système de propulsion reçoit des signaux de commande des pédales de frein et d'accélérateur qui permettront au contrôleur électronique d'activer ou de désactiver le convertisseur de puissance qui relie le moteur électrique et la source d'énergie en régulant le flux de puissance. La source d'énergie, qui fait partie du sous-système énergétique, est contrôlée par l'unité de gestion de l'énergie et l'unité d'approvisionnement en énergie. Le lien entre les deux sous-systèmes est la coopération entre l'unité de gestion de l'énergie et le contrôleur électronique pour contrôler l'énergie due au freinage régénératif et la stocker dans la source d'énergie, qui doit être réceptive. Quant au sous-système auxiliaire, il fournit la puissance nécessaire à deux dispositifs qui sont l'unité de direction assistée qui, par la position angulaire du volant, détermine l'angle de direction du véhicule et l'unité de contrôle de la température [12] [13].

➤ Les configurations

D'après [12], les configurations peuvent être classées en fonction des variations de propulsion électrique et de source d'énergie :

➤ Configurations selon les variations de propulsion électrique

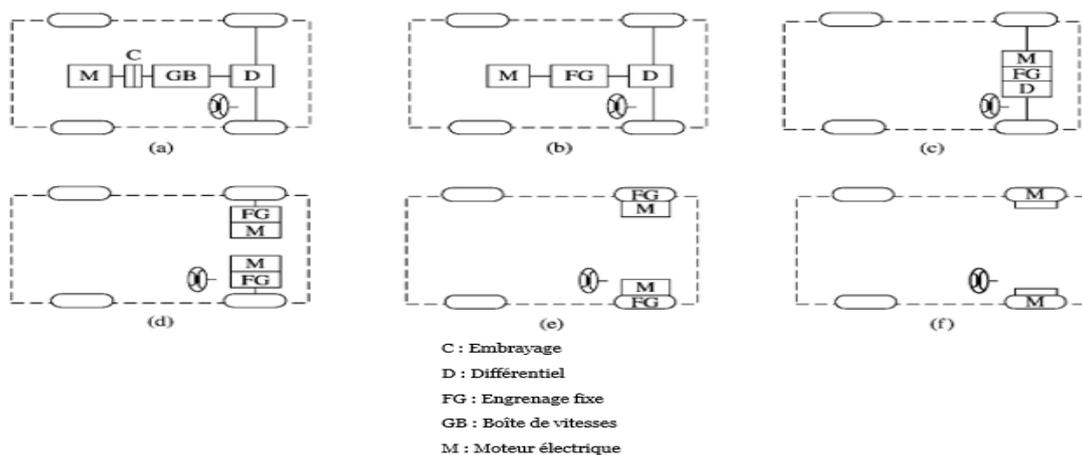


Figure 1-1 : Configurations selon les variations de propulsion électrique tiré de [12]

En a), le véhicule électrique peut être composé d'un embrayage et d'une boîte de vitesses qui permettent de modifier le couple transmis aux roues, ainsi qu'un différentiel qui permet aux roues d'être entraînées à différentes vitesses en virage.

En b) et c), pour optimiser le poids et la taille de la transmission mécanique, la boîte de vitesses est remplacée par un rapport fixe et l'embrayage est retiré.

En d), pour éliminer l'action du différentiel, deux moteurs sont couplés à deux engrenages fixes qui entraînent les roues motrices séparément.

En e), la transmission de la roue motrice est une configuration dans laquelle le moteur est intégré à la roue qui est reliée à un engrenage planétaire fixe.

En f), pour éliminer l'engrenage mécanique, un moteur à faible vitesse avec rotor externe est intégré à l'intérieur de la roue.

➤ Les systèmes de traction électrique

Les machines de traction électrique sont des dispositifs qui convertissent l'énergie électrique en énergie mécanique. Le moteur électrique doit être très efficace, très puissant et rentable. Il existe plusieurs types de machines de traction électrique :

Chapitre 1 : Généralités sur les véhicules électriques et le retrofit

les machines à courant continu (à balais et sans balais) et à courant alternatif (synchrone et asynchrone) [14].

D'après [15], les systèmes de traction couramment utilisés dans les véhicules électriques sont cotés et évalués sur cinq en fonction de six facteurs comme présenté dans le Tableau 1-1 ci-dessous :

Tableau 1-1 : Tableau d'évaluation des systèmes de propulsion électrique
[15]

Propulsion du système	DC	IM	PM	SRM
Caracteristiques				
Densité de puissance	2.5	3.5	5	3.5
Efficacité	2.5	3.5	5	3.5
Contrôlabilité	5	5	4	3
Fiabilité	3	5	4	5
Technologies	5	5	4	4
Maturité	4	5	3	4
Total	 22	 27	 25	 23

Il est à noter que les moteurs asynchrones (IM) et à aimant permanent (PM) sont les plus appropriés.

➤ Les sources d'énergie

Pour qu'une source d'énergie soit adaptée, il est nécessaire qu'elle dispose d'une énergie spécifique élevée pour couvrir des distances plus longues, d'une puissance spécifique élevée pour assurer une bonne accélération ainsi que d'autres caractéristiques (sécurité élevée, matériaux peu toxiques, large plage de température de fonctionnement, capacité de charge rapide et longue durée de vie) qui doivent tenir compte des contraintes d'espace et de poids [16]. Il existe quatre types de sources d'énergie : batteries, piles à combustible, ultra-condensateurs et volants d'inertie.

➤ Les systèmes de gestion thermique

Chapitre 1 : Généralités sur les véhicules électriques et le rétrofit

Le système de gestion thermique, qui concerne tous les systèmes du véhicule est essentiel pour améliorer l'efficacité des véhicules, car il corrige les pertes de chaleur et aide à prolonger la durée de vie des composants, à réduire le poids et à réduire les coûts [17].

○ Système de gestion thermique du moteur

En général, la température de fonctionnement du moteur électrique est inférieure à 60 °C. Comme il est très efficace, une quantité relativement faible d'énergie est dissipée par la chaleur. Dans la plupart des cas, le refroidissement par l'air ambiant est suffisant [17].

○ Système de gestion thermique de la batterie

La disponibilité de la puissance de décharge (pour le démarrage et l'accélération), l'énergie et l'acceptation de charge lors de la récupération d'énergie de freinage par récupération sont toutes influencées par la température de la batterie [18]. En outre, la température de la batterie devrait augmenter rapidement pendant la charge, ce qui peut nécessiter un conditionnement, en particulier dans les climats chauds [17].

➤ Les systèmes de transmission

La transmission transfère la puissance de la source d'énergie aux roues [19]. Il maintient le moteur dans sa gamme optimale tout en l'adaptant à la vitesse du véhicule, réduisant ainsi la consommation d'énergie et augmentant la gamme. En raison de la taille, de la complexité et du coût supplémentaires d'un système de transmission à plusieurs vitesses, les fabricants utilisent actuellement des boîtes de vitesses et des régulateurs de moteur simples parce qu'ils répondent aux besoins de la conduite de base [20].

1.3 Le rétrofit

1.3.1 Définition du rétrofit

La rétrofit d'un véhicule thermique en électrique consiste à convertir une voiture thermique en voiture électrique en ajoutant ou en modifiant les composants nécessaires, comme un moteur électrique, des batteries et des systèmes de gestion des batteries. Cette conversion vise à réduire l'empreinte carbone, économiser sur les combustibles fossiles et prolonger la durée de vie des voitures [21].

1.3.2 Les avantages et inconvénients du retrofit

➤ Les avantages

Le remplacement d'une voiture thermique par un véhicule électrique peut offrir plusieurs avantages :

- Avantages environnementaux.
- Réduction des coûts (carburant, entretien, pièces...).
- Fluidité de la conduite, flexibilité en termes d'autonomie et d'options de recharge.
- Durée de vie plus longue.

➤ Les inconvénients :

Bien que la conversion d'un véhicule thermique en véhicule électrique présente des avantages, elle peut également présenter certains inconvénients :

- Coût initial de conversion onéreux.
- Perte de performance et portée limitée.
- Annulation de la garantie du véhicule initial.

1.4 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons abordé les généralités sur le véhicule électrique et le retrofit. Nous avons commencé par présenter son historique et son évolution, puis nous avons évoqué les différents types de véhicules électriques disponibles sur le marché. Ensuite, nous avons présenté certains avantages et inconvénients du véhicule électrique. Nous avons expliqué le système général du véhicule électrique ainsi que ses configurations selon les variations de propulsion électrique. Nous avons exploré les aspects de la propulsion électrique, des sources d'énergie, de la gestion thermique et des systèmes de transmission. Finalement, nous nous sommes penchés sur le retrofit, en passant par sa définition aux conditions d'admissibilité ainsi que ses avantages et inconvénients.

**Chapitre 2 : Dimensionnement de la
motorisation électrique, de la batterie et de
son système de refroidissement**

2.1 Introduction

Dans le projet de fin d'étude antérieur [6], le travail a consisté à dimensionner la motorisation électrique pour le cycle NEDC, calculer et déterminer les caractéristiques de la batterie lithium, ainsi que dimensionner son système de gestion thermique, les trois composants ont été modélisés à l'aide des lois de la physique et ont été intégrés dans un modèle SIMULINK pour effectuer tous les calculs nécessaires.

Aussi, sur la base de la méthodologie du projet de fin d'étude antérieur, nous avons procédé à certaines adaptations afin d'obtenir des résultats compte tenu des objectifs spécifiques que nous nous sommes fixés.

2.2 Dimensionnement du système de propulsion

Nous avons adapté l'approche méthodologique de l'ancien projet de fin d'étude, où on a utilisé le cycle de conduite NEDC (New European Driving Cycle), pour déterminer la puissance du moteur requise, le couple du moteur et la fréquence de rotation nécessaire à la propulsion du véhicule électrique. Le choix du moteur électrique était le moteur à courant continu car son contrôle en vitesse et couple est plus simple.

Cette méthodologie permettant de déterminer la puissance nécessaire à la propulsion du véhicule n'est pas influencée par le choix spécifique du moteur. Par conséquent, dans notre projet, nous avons décidé d'opter pour un moteur asynchrone, du fait, qu'il offre une meilleure performance en termes de couple et de puissance, ce qui permet une accélération rapide et une conduite souple. Aussi, nous avons choisi d'utiliser le cycle de conduite WLTP pour obtenir des estimations plus précises, en prenant en compte les conditions réelles de conduite.

➤ Cycle de conduite

Le cycle de conduite « driving cycle » est un profil de vitesse utilisé pour mesurer les performances de véhicules selon les conditions de conduite rencontrées dans les routes (accélérations, décélérations et paliers à vitesse constante).

Dans ce projet nous avons opté pour le cycle WLTP « Worldwide harmonised Light vehicles Test Procedure » car il est plus représentatif des conditions réelles pouvant être rencontrées par les conducteurs. Aussi, parmi les critères évalués on retrouve l'autonomie et la puissance des batteries [22].

Chapitre 2 : Dimensionnement de la motorisation électrique, de la batterie et de son système de refroidissement

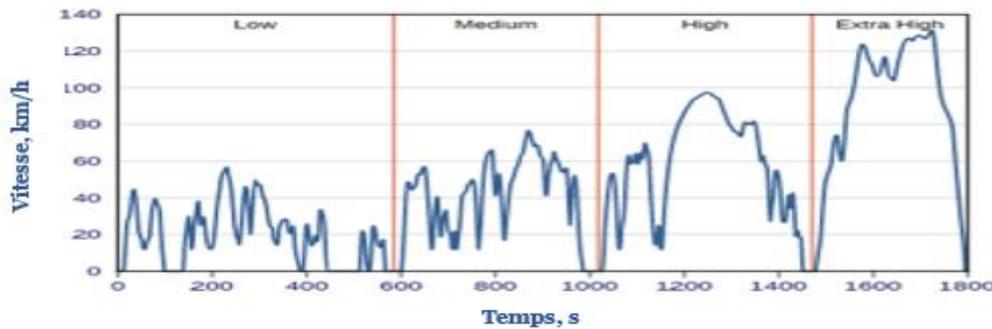


Figure 2-1 : Le cycle de conduite WLTP

On remarque dans la Figure 2-1 ci-dessus que ce cycle se compose de quatre phases de conduite : low « faible », medium « moyen », high « élevé » et extra high « très élevé ». Ces phases de conduite simulent respectivement des scénarios urbains, suburbains, ruraux et routiers. Chaque phase est définie par une vitesse moyenne, une accélération et temps de conduite spécifique.

Pour ce projet nous allons utiliser la phase faible pour un cycle urbain afin de dimensionner notre motorisation en vue de choisir le moteur adéquat.

2.2.1 Modèle Simulink pour le dimensionnement du moteur

Nous avons réadapté l'ancien modèle de simulation en utilisant Simulink afin de pouvoir calculer la puissance, le couple et la vitesse de rotation conformément aux normes WLTP. Le modèle est présenté dans la **Error! Reference source not found.** ci-dessous :

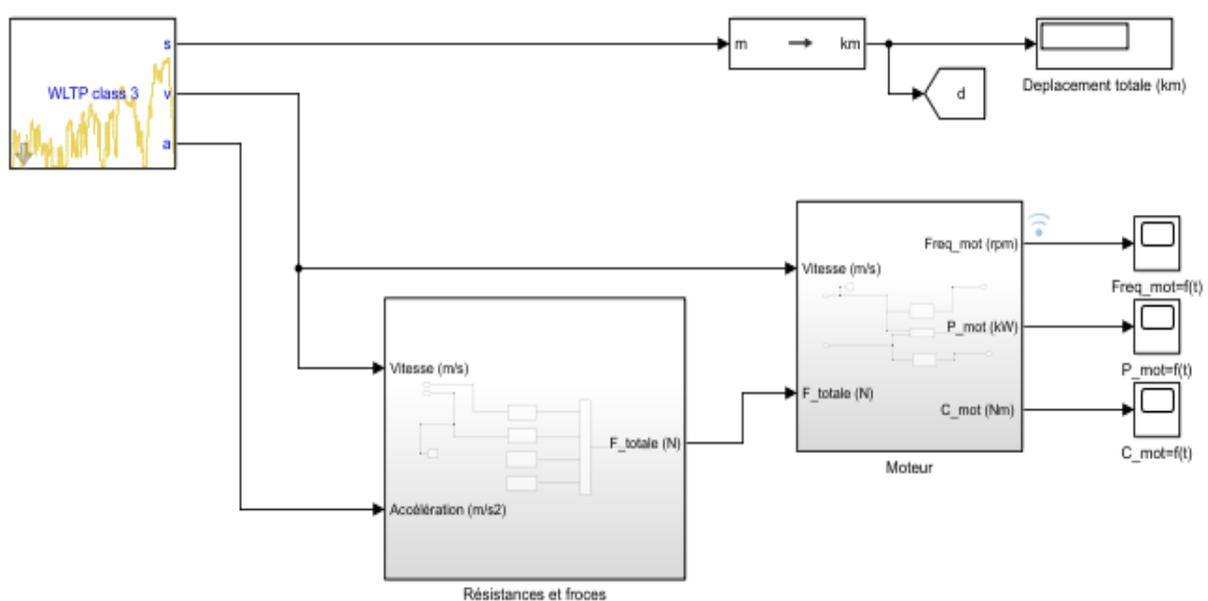


Figure 2-2 : Modèle Simulink pour le dimensionnement du moteur

Chapitre 2 : Dimensionnement de la motorisation électrique, de la batterie et de son système de refroidissement

Explication de chaque bloc de ce modèle :

- Bloc « Cycle de conduite » : génère les données du cycle de conduite sélectionné pour donner en sortie le déplacement, la vitesse et l'accélération en unité SI.
- Bloc « Dynamique du véhicule » : calcule les forces et résistances prenant en entrée la vitesse et l'accélération générées à chaque instant par le cycle et donnant en sortie l'effort total de traction.
- Bloc « motorisation » : calcule les caractéristiques du moteur prenant en entrée la vitesse et l'effort de traction total et donnant en sortie la puissance mécanique en [kW], le couple en [Nm] et la vitesse de rotation en [tr/min].

Les différents paramètres de la fiche technique du véhicule étudié (dans notre projet KIA PRIDE 2000) sont présentés dans le Tableau 2-1 suivant :

Tableau 2-1 : Les paramètres nécessaires pour la simulation [6]

Paramètre	Valeur	Unité
La masse de la voiture	1270	<i>Kg</i>
L'accélération gravitationnelle terrestre	9,81	<i>m/s²</i>
La pente	10	%
Coefficient de résistance au roulement	0,02	
Coefficient de traînée	0,35	
Masse volumique de l'air	1,225	<i>Kg/m³</i>
Surface frontale du véhicule	1,95	<i>m²</i>
Le rendement mécanique du différentiel (supposé)	80	%
Le rayon de la roue	272,5	<i>mm</i>
Rapport de transmission du différentiel	4,058	

➤ **Résultats et interprétation**

- **Courbe de puissance :**

Chapitre 2 : Dimensionnement de la motorisation électrique, de la batterie et de son système de refroidissement

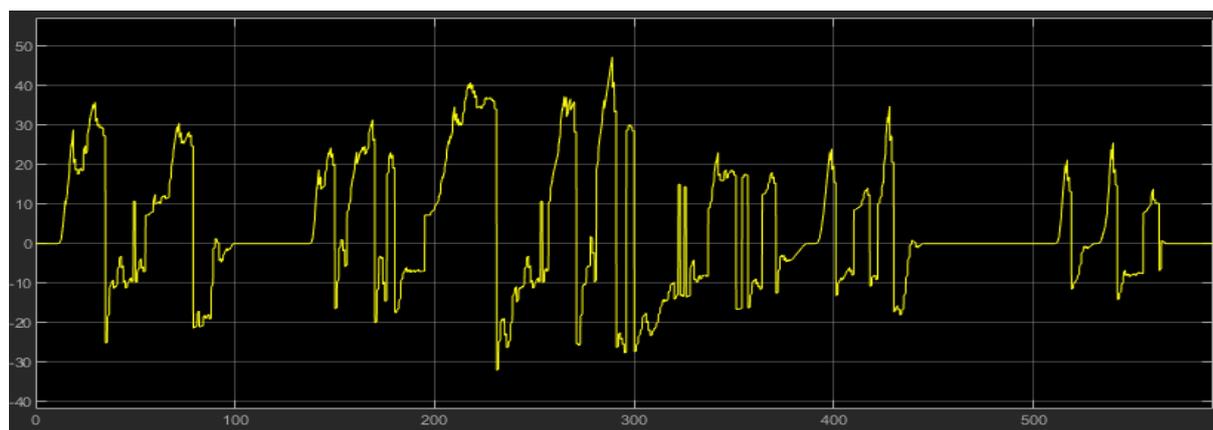


Figure 2-3 : La courbe de la puissance du moteur en [kW]

Interprétation :

Lors de l'analyse de la courbe de puissance, il est crucial de prendre en considération la masse du véhicule qui affecte les forces d'inertie et la puissance requise à la propulsion. Ayant une masse de 1270 kg, les forces d'inertie prédominent les autres efforts résistants, ce qui se traduit par l'augmentation de la puissance de propulsion lors des périodes d'accélération. La puissance du moteur électrique, de 47 kW, qui permet de propulser notre véhicule et celle de l'ancien moteur thermique sont confondues.

Lors des périodes de décélération, le moteur électrique fonctionne en tant qu'un générateur, récupérant l'énergie et la transformant en électricité pour recharger la batterie, c'est ce qu'on appelle le mode de freinage régénératif ou freinage par récupération d'énergie.

2.2.2 Résultats finaux du dimensionnement

Les résultats de la simulation sont regroupés dans le Tableau 2-2 ci-dessous :

Tableau 2-2 : Les résultats finaux du dimensionnement du moteur électrique

Caractéristique	Valeur	Unité
Puissance maximale	47	kW
Couple de démarrage	137	Nm
Couple maximum	299	Nm
Fréquence de rotation maximale	2232	trs/min

2.3 Dimensionnement de la batterie

Nous avons adapté l'approche méthodologique de l'ancien projet de fin d'étude [6], qui visait à évaluer la consommation d'énergie électrique du véhicule afin d'estimer les besoins en énergie pour alimenter le moteur et les différents accessoires électriques, ainsi qu'à dimensionner les caractéristiques de la batterie.

Dans notre cas, nous avons évalué la consommation de l'énergie suivant les caractéristiques du moteur calculé supra. De plus, nous avons sélectionné des cellules de batterie de même type mais avec des propriétés améliorées.

2.3.1 Modèle Simulink pour le dimensionnement énergétique

Nous avons réadapté l'ancien modèle de simulation en utilisant Simulink afin de pouvoir estimer le bilan total de consommation. Le modèle est présenté dans la **Error! Reference source not found.** ci-dessous :

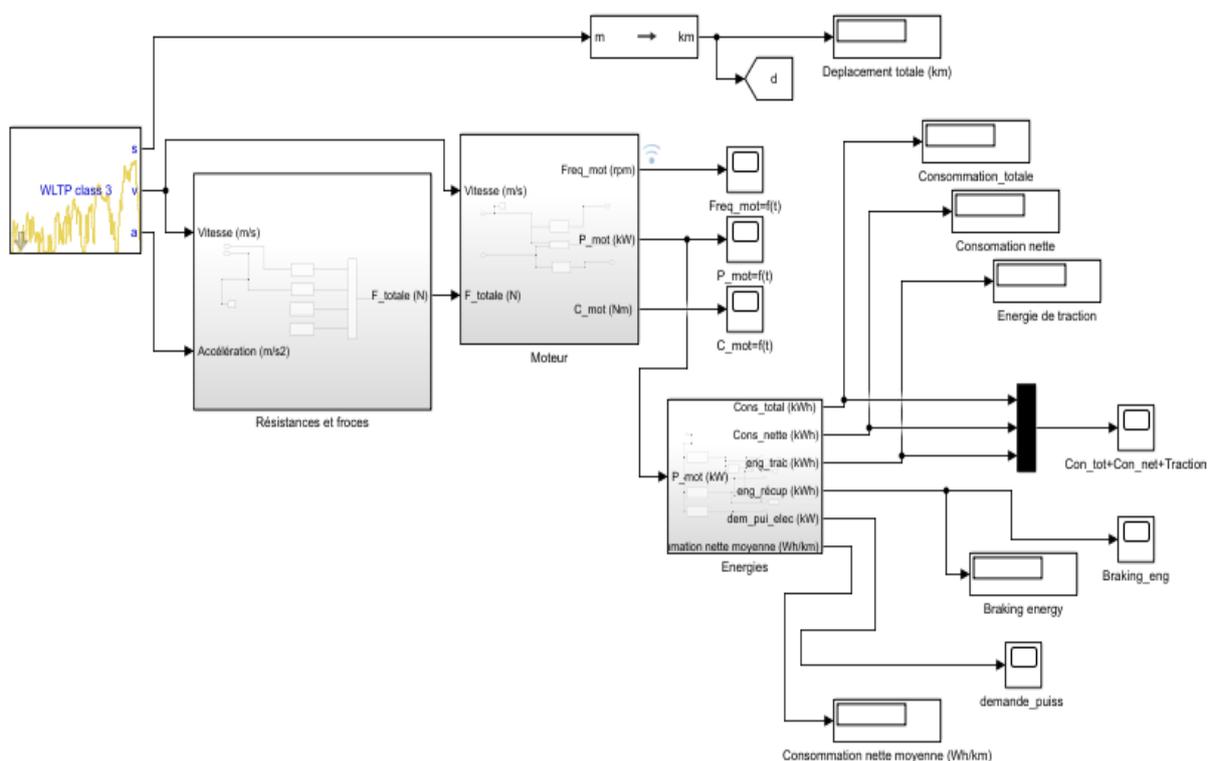


Figure 2-4 : Modèle Simulink pour le dimensionnement du moteur

Explications de chaque bloc de ce modèle :

- Les blocs « cycle de conduite », « dynamique du véhicule » et « motorisation » ont été expliqués dans le chapitre précédent concernant le dimensionnement du moteur électrique.

Chapitre 2 : Dimensionnement de la motorisation électrique, de la batterie et de son système de refroidissement

- Le bloc « énergies » : estime le bilan total de consommation en calculant la consommation totale, la récupération d'énergie, la consommation nette, l'énergie totale nécessaire pour la traction, la demande maximale en puissance électrique et la consommation nette moyenne/km

Les données nécessaires à la simulation sont présentées dans les Tableau 2-1 et Tableau 2-3 :

Tableau 2-3 : Les paramètres complémentaire pour la simulation

Paramètre	Valeur	Unité
Le rendement de la machine asynchrone (supposé)	90	%
La puissance moyenne pour alimenter les accessoires [23] (supposé)	0,6	<i>kW</i>

➤ Résultats

Les résultats sont présentés dans le Tableau 2-4 suivant :

Tableau 2-4 : Résultats de la simulation du dimensionnement énergétique

	Valeur	Unité
La distance totale parcourue	3,095	<i>Km</i>
La consommation électrique totale	0,4201	<i>kWh</i>
La récupération d'énergie par freinage	0,0727	<i>kWh</i>
La consommation nette	0,3474	<i>kWh</i>
L'énergie totale nécessaire pour la traction	0,249	<i>kWh</i>
La demande max en puissance électrique	46,71	<i>kW</i>
La puissance électrique maximale récupérable	31,29	<i>kW</i>
La consommation nette moyenne	112,3	<i>Wh/km</i>

2.3.2 Le dimensionnement de la batterie

A partir des équations présentées dans [6] et avec les nouvelles cellules de batterie sélectionnées, nous avons pu calculer les caractéristiques de la batterie.

Tableau 2-5 : Les propriétés techniques des cellules LFP 18650

Chapitre 2 : Dimensionnement de la motorisation électrique, de la batterie et de son système de refroidissement

Caractéristique	Symbole	Valeur	Unité
Tension nominale	V_{cell}	3,7	V
Capacité nominale	C_{cell}	2,2	Ah
Résistance interne	R_{cell}	80	$m\Omega$
Diamètre	D_{cell}	18,3	mm
Longueur	H_{cell}	65	mm
Masse	m_{cell}	45 ± 1	g

2.3.3 Résultats finaux du dimensionnement

Les caractéristiques de la batterie sont regroupées dans le Tableau 2-6 ci-dessous :

Tableau 2-6 : Les résultats finaux du dimensionnement de la batterie

Caractéristique	Valeur	Unité
Autonomie	100	km
Tension nominale de la batterie	200	V
Capacité énergétique totale nécessaire	11,23	Ah
Tension nominale de la batterie réelle	199,8	V
Capacité nominale de charge	56,13	Ah
Capacité nominale de la batterie réelle	57,2	Ah
Nombre de cellule totale	1404	
Capacité énergétique de la batterie totale	11,43	kWh
Masse de la batterie	63,18	kg
Résistance interne de la batterie	166,2	$m\Omega$
Puissance de la batterie	60,06	kW
Volume de la batterie	23,94	L
Densité massique d'énergie	180,9	Wh $/kg$
Densité volumique d'énergie	477,4	Wh/L
SOC	entre 92 et 91	%

2.4 Dimensionnement du système de gestion thermique

Nous avons adapté l'approche méthodologique de l'ancien projet de fin d'étude [6], qui a abordé la gestion thermique des batteries en optant pour un refroidissement

Chapitre 2 : Dimensionnement de la motorisation électrique, de la batterie et de son système de refroidissement

à l'air. En appliquant les lois de la thermodynamique et du transfert de chaleur, l'étude a été réalisée par des simulations afin d'évaluer la température de la batterie.

2.4.1 Evolution de la température en l'absence du refroidissement

Tout d'abord, nous avons voulu évaluer l'ampleur du réchauffement de la batterie dans un scénario défavorable c'est-à-dire en l'absence de refroidissement. Cela peut être modélisé mathématiquement lorsque le coefficient d'échange convectif est nul. Les résultats sont présentés dans la Figure 2-5 ci-dessous :

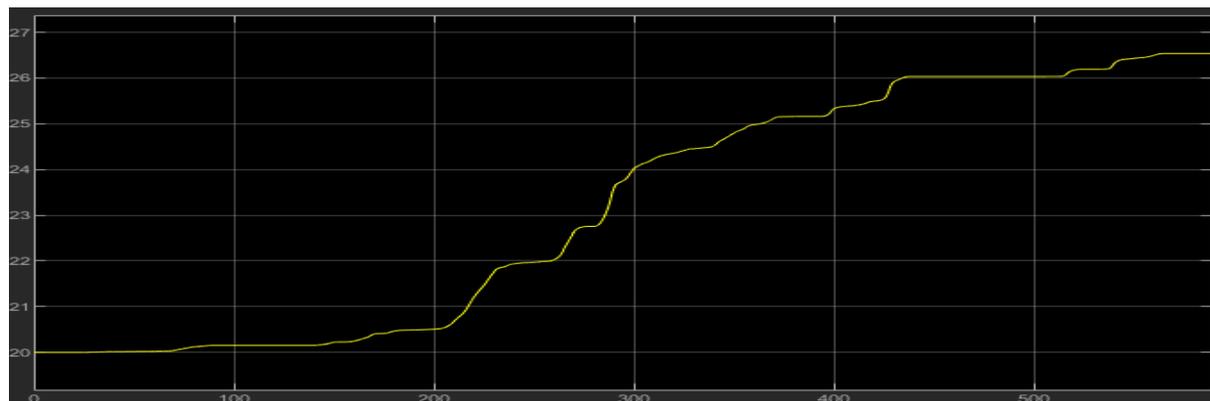


Figure 2-5 : Evolution de la température en l'absence de refroidissement dans la phase « low » du cycle considéré

Interprétation :

Nous remarquons que malgré l'absence de refroidissement la température de la batterie augmente légèrement, au cours de la phase urbaine considérée d'une durée de 589s, passant de 20°C à 26.54°C. Cependant, la température finale reste bien en dessous de la limite supérieure de 40°C. Cela s'explique par le fait que les forces de résistances rencontrées lors du déplacement du véhicule ne sollicitent pas suffisamment la batterie. Ce phénomène est observé dans cette phase car les vitesses de déplacement imposées se situent dans une plage relativement basse (entre 0 et 50 km/h).

Pour pouvoir évaluer le changement de température en dehors de la plage admise, nous devons augmenter le temps ce qui veut dire changer de phase du cycle jusqu'à ce que la température de la batterie soit supérieure à 40°C.

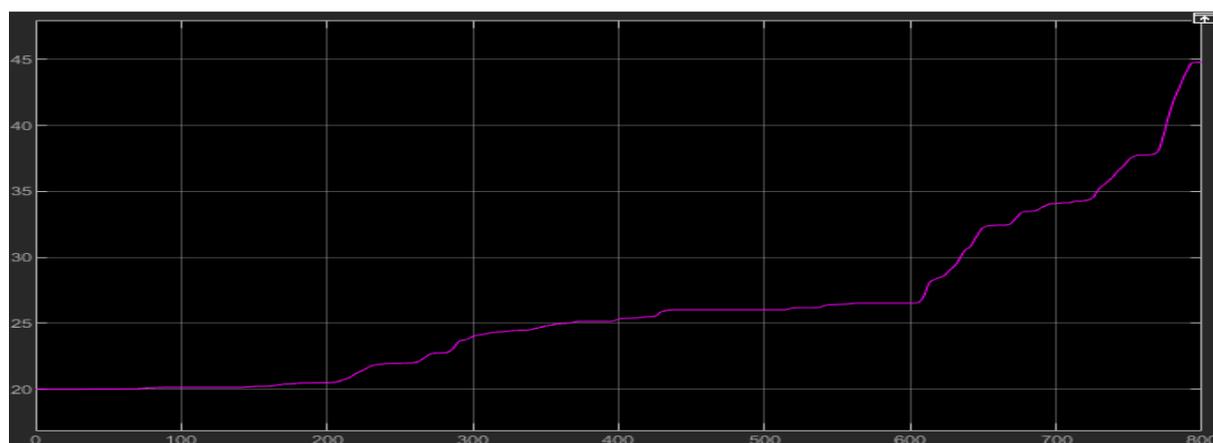


Figure 2-6 : Evolution de la température en l'absence du refroidissement dans le cycle moyen « medium » du cycle considéré

Interprétation :

Après réexécution, nous avons constaté, dans la phase suivante (phase moyen « medium »), une augmentation significative de la température passant de 20°C à 44.78°C , comme le montre la Figure 2-6 ci-dessus. Les fortes résistances rencontrées exigent une forte demande en courant de la batterie provoquant une surchauffe. Ce phénomène est observé dans cette phase car les vitesses de déplacement imposées sont supérieures à 50 km/h . N.

2.4.2 Evolution de la température en présence du refroidissement

En calculant le coefficient d'échange convectif, nous pouvons simuler le changement de température en présence du refroidissement durant la même période que précédemment (c'est-à-dire 800s). Ce cas-là est présenté dans la Figure 2-7.

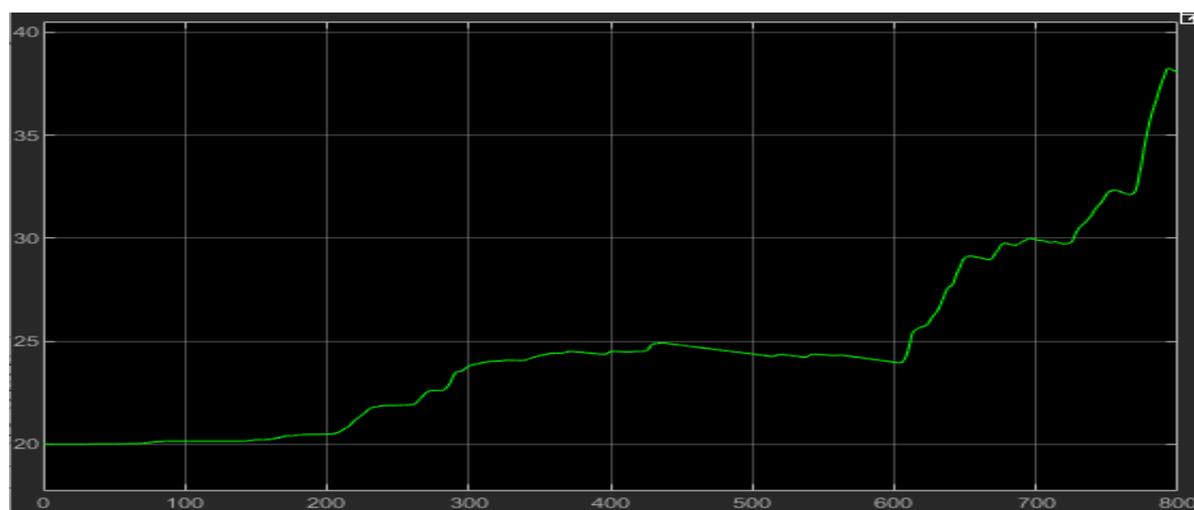


Figure 2-7 : Evolution de la température en présence du refroidissement dans la phase moyen « medium » du cycle considéré

Interprétation :

Après la mise en place du système de refroidissement, nous remarquons qu'il y a une diminution de température de $6,69^{\circ}\text{C}$ c'est-à-dire la température passe de 20°C à $38,09^{\circ}\text{C}$ ce qui se situe dans la plage de bon fonctionnement. Ce résultat montre que le système de refroidissement choisi et étudié, à savoir un système de refroidissement à air pour des cellules en quinconce, est efficace.

2.5 Conclusion

Sur la base de la méthodologie du projet de fin d'étude antérieur [6], qui visait à calculer et déterminer les caractéristiques du moteur électrique, de la batterie et de son refroidissement, nous avons procédé à certaines adaptations afin d'obtenir des résultats compte tenu des objectifs spécifiques que nous nous sommes fixés. Le cycle de conduite que nous avons choisi est le cycle WLTP, le moteur asynchrone, nous avons sélectionné des cellules de batterie de même type mais avec des propriétés améliorées, nous avons adapté le système de refroidissement pour les caractéristiques de notre batterie.

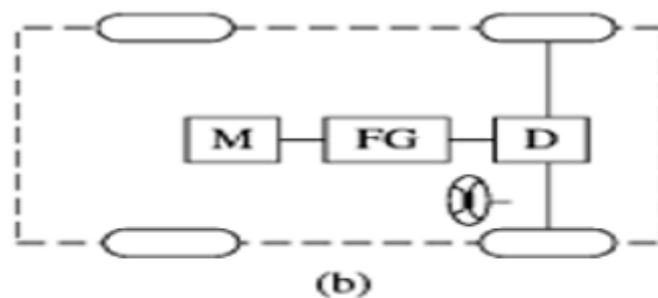
**Chapitre 3 : Dimensionnement du système
de transmission**

3.1 Introduction

La transmission transfère la puissance générée par le moteur aux roues [19]. Elle maintient le moteur dans sa gamme optimale tout en l'adaptant à la vitesse du véhicule, réduisant ainsi la consommation d'énergie. Les fabricants utilisent actuellement des boîtes de vitesses et des régulateurs de moteur simples parce qu'ils répondent aux besoins de la conduite de base plutôt que le système de transmission à plusieurs vitesses, en raison de sa taille, de sa complexité et des coûts supplémentaires [20].

3.2 Configuration du système de transmission choisi

Parmi les différentes configurations en fonction des variations du système de propulsion montrés dans la Figure 1-1, nous avons opté pour la configuration, équipée d'un moteur électrique, d'un rapport fixe et d'un différentiel, qui est illustrée dans la Figure 3-1 suivante :



- C : Embrayage
- D : Différentiel
- FG : Engrenage fixe
- GB : Boîte de vitesses
- M : Moteur électrique

Figure 3-1 : Configuration équipée d'un moteur électrique, d'un rapport fixe et d'un différentiel [12]

La configuration choisie (décrite ci-dessus) comparée à la configuration conventionnelle, équipée d'un moteur, d'un embrayage, d'une boîte à vitesse et d'un différentiel, nous a amené à supprimer l'embrayage et remplacer la boîte à vitesse par un rapport fixe.

En effectuant ces changements, les coûts de fabrication et d'entretien sont réduits, le poids et la taille sont optimisés contribuant ainsi à l'amélioration de l'efficacité et de la performance du véhicule.

3.3 Réducteur de vitesse

Dans le cadre de notre étude nous avons utilisé la phase low « faible » du cycle WLTP, à une vitesse maximale limite de $56,5 \text{ m/s}$, pour évaluer les performances de notre moteur électrique. Cependant, si on se projette dans la pratique notre moteur fonctionne à des vitesses plus élevées d'où la nécessité d'utilisation d'un réducteur de vitesse.

Un réducteur de vitesse, constitué d'un train d'engrenages, permet d'ajuster la vitesse de rotation du moteur pour correspondre aux exigences de vitesses élevées tout en maintenant un couple élevé. Il améliore également l'efficacité énergétique globale du système. De plus la réduction de la vitesse diminue les contraintes mécaniques se traduisant par une amélioration de la durabilité et de la fiabilité des composants du système (arbres, roulements et engrenages).

Dans notre étude, nous avons opté pour un réducteur à vitesse unique (rapport fixe) du fait qu'il simplifie la transmission de puissance. Outre, qu'il y a moins de pièces mobiles et d'engrenages donc moins de frottement, il est également plus compact et léger se traduisant par une réduction du poids et un gain d'espace. Tout cela a pour résultat une meilleure autonomie et une consommation d'énergie réduite.

En ce qui concerne le type d'engrenage, nous avons opté pour des engrenages hélicoïdaux. Conçus avec des dents en forme d'hélice, qui s'engrènent en douceur, ils réduisent les chocs et les vibrations lors du transfert de puissance les rendant plus silencieux. Ce type d'engrenage est doté d'une plus grande surface de contact entre les dents, ce qui lui confère une meilleure capacité et une répartition uniforme de charge lui permettant de transmettre des couples plus élevés.

3.3.1 Schéma cinématique du réducteur

La Figure 3-2 ci-dessous présente le schéma cinématique du réducteur que nous allons dimensionner.

3.3.2 Constitution du réducteur de vitesse

Dans le schéma ci-dessous (Figure 3-2), les arbres sont notés *I, II et III* allant de l'entrée vers la sortie, les roues dentées sont notées *1, 2, 3 et 4*, les paliers sont respectivement A pour l'arbre d'entrée *I*, B pour l'arbre intermédiaire *II* et C pour l'arbre de sortie *III*.

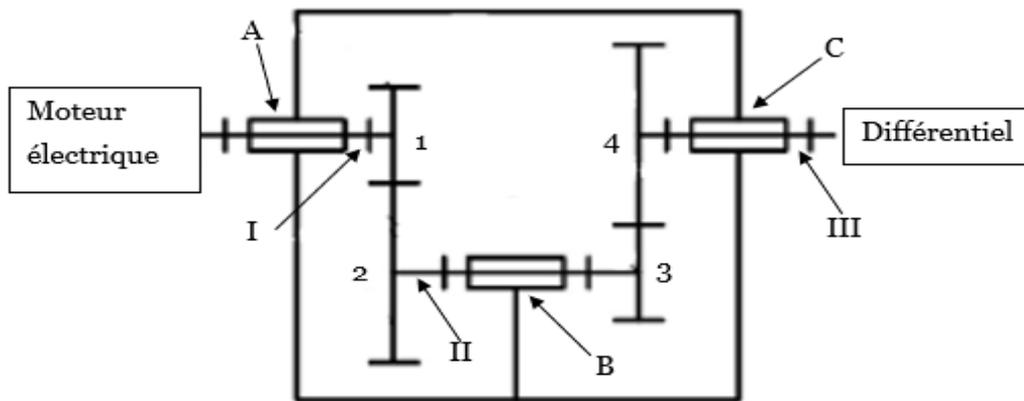


Figure 3-2 : Schéma cinématique du réducteur coaxial à deux étages utilisant des roues dentées cylindriques hélicoïdales

3.3.3 Principe de fonctionnement du réducteur

Le moteur électrique entraîne l'arbre *I* en rotation à l'extrémité duquel est fixé le pignon d'attaque 1. Ce pignon transmet son mouvement à la roue 2. Puisque la roue 2 et le pignon 3 sont sur le même arbre, ils partagent le même comportement. Le pignon 3 transmet alors son mouvement à la roue 4 qui est liée à l'arbre de sortie du réducteur. Ce dernier entraîne en rotation le différentiel.

3.4 Calcul cinématique

Nous allons aborder dans ce point le calcul cinématique des engrenages c'est-à-dire le calcul des vitesses de rotation des arbres.

➤ Rapports de transmission

Le rapport de transmission exprime la relation entre la vitesse de rotation du moteur et la vitesse de rotation des roues motrices. Ce rapport est obtenu par l'intermédiaire de la boîte à vitesse dans notre cas le rapport fixe. Suivant le rapport sélectionné, le moteur tourne plus ou moins vite par rapport aux roues. Deux cas se présentent alors :

- Un rapport de transmission élevé implique que, pour des vitesses données, la rotation des roues est plus lente que celle du moteur, cela se traduit par une augmentation de la force et du couple disponible pour accélérer ou gravir des pentes.
- Un rapport de transmission plus faible implique que, pour des vitesses données, la rotation des roues est plus rapide que celle du moteur, cela se traduit par une augmentation de la vitesse maximale.

Chapitre 3 : Dimensionnement du système de transmission

La relation entre les rapports de transmission des engrenages et le rapport total de transmission est décrite comme suit :

$$R_n = R_z \left[z^{-1} \sqrt{R_t} \right]^{z-n} \quad (3.1)$$

Avec :

n : désigne l'indice de l'engrenage 1

z : désigne l'indice de l'engrenage 2

Sachant que :

$$R_t = R_1 * R_2 \quad (3.2)$$

Donc nous aurons :

$$R_1 = R_2 * \sqrt{R_t} \quad (3.3)$$

Avec :

R_1 : désigne le rapport de transmission de l'engrenage 1

R_2 : désigne le rapport de transmission de l'engrenage 2

En remplaçant l'équation (3.3) dans l'équation (3.2) on trouve :

Finalement :

$$\begin{cases} R_2 = (R_t)^{\frac{1}{4}} \\ R_1 = \frac{R_t}{R_2} \end{cases} \quad (3.4)$$

➤ Vitesses de rotation des arbres

Le rapport de transmission est le rapport entre la vitesse d'entrée sur la vitesse de sortie. Ainsi, les vitesses seront calculées selon la distribution de ce rapport.

Arbre d'entrée I :

$$N_I = N_m \quad [tr/min] \quad (3.5)$$

Arbre intermédiaire II :

$$N_{II} = \frac{N_I}{R_1} \quad [tr/min] \quad (3.6)$$

Arbre de sortie III :

$$N_{III} = \frac{N_I}{R_t} \quad [tr/min] \quad (3.7)$$

3.5 Calcul énergétique

Nous allons aborder dans ce point le calcul énergétique des engrenages c'est-à-dire le calcul des puissances reçues et des couples transmis par les arbres.

➤ Puissances reçues par les arbres

Il faut en premier lieu procéder au calcul du rendement total du moteur qui est donné selon le type de transmission :

$$\eta_{tot} = \eta_e^n * \eta_r^m \quad (3.8)$$

Avec :

η_e : désigne le rendement d'engrenage cylindrique

η_r : désigne le rendement de paire de roulement

n : désigne le nombre de contacts d'engrenage

m : désigne le nombre de roulement

L'ordre de grandeur de rendement de quelques couples de frottement présents dans une transmission mécanique est donné dans le Tableau 3-1 ci-dessous :

Tableau 3-1 : L'ordre de grandeur de rendement de quelques couples de frottement présents dans une transmission mécanique

Couple de frottement	Rendement
Engrenage cylindrique	0,97.....0,99
Paire de roulements	0,99.....0,995
Transmission de courroies trapézoïdales	0,94.....0,97

Les puissances transmises par les arbres sont exprimées par les relations suivantes :

Arbre d'entrée I :

$$P_I = P_m \quad [kW] \quad (3.9)$$

Arbre intermédiaire II :

$$P_{II} = P_m * \eta_{tot_1} \quad [kW] \quad (3.10)$$

Avec :

η_{tot_1} : désigne le rendement total du 1^{er} engrenage où $n = 1$ (pour 1 contact d'engrenage) et $m = 3$ (pour 3 roulements)

Arbre de sortie III :

$$P_{III} = P_m * \eta_{tot_2} \quad [kW] \quad (3.11)$$

Avec :

η_{tot_2} : désigne le rendement total de la paire d'engrenage où $n = 2$ (pour 2 contacts d'engrenage) et $m = 5$ (pour 5 roulements)

➤ Couples transmis par les arbres

Les couples transmis par les arbres sont exprimés par la relation suivante :

$$C_i = \frac{P_i}{\omega_i} \quad [Nm] \quad (3.12)$$

Avec :

$$\omega_i = \frac{2\pi * N_i}{60} \quad [rad/s] \quad (3.13)$$

ω_i : désigne la vitesse de rotation des arbres en $[rad/s]$

i : désigne l'indice des trois arbres tel que $i = I; II; III$

3.6 Résultats des calculs

Pour nos calculs nous avons utilisé les données des deux tableaux : Tableau 2-1 : Les paramètres nécessaires pour la simulation et Tableau 2-2 : Les résultats finaux du dimensionnement du moteur électrique. Dans nos données le rapport de transmission était de 4,058 , nous allons nous référer à des valeurs normalisées suivant le Tableau 3-2 ci-dessous :

Tableau 3-2 : Les valeurs nominales des rapports de transmission normalisées

<i>I</i>	<i>II</i>	<i>I</i>	<i>II</i>	<i>I</i>	<i>II</i>
1,00	1,00	2,00	2,00	4,00	4,00
	1,12		2,24		4,50
1,25	1,25		2,50	5,00	5,00
	1,40		2,80		5,60
1,60	1,60	3,15	3,15	6,30	6,30
	1,80		3,55		7,10

I: désigne la valeur recommandée et *II* : La valeur admise

Alors le rapport de transmission devient : $R_t = 4$.

Chapitre 3 : Dimensionnement du système de transmission

Le Tableau 3-3 ci-dessous résume tous les résultats obtenus à partir des équations (3.4), (3.5), (3.6), (3.7), (3.8), (3.9), (3.10), (3.11), (3.12), (3.13) :

Tableau 3-3 : Les résultats finaux des calculs cinématique et énergétique du réducteur

Paramètre		Valeur	Unité
Rapport de transmission totale		4,058	
	Normalisé	4	
Rapport de transmission du 1 ^{er} engrenage		2,82	
	Normalisé	2,8	
Rapport de transmission de la paire d'engrenage		1,41	
	Normalisé	1,4	
Vitesse de rotation	Arbre d'entrée	2232	<i>tr/min</i>
		233,73	<i>rad/s</i>
	Arbre intermédiaire	797,14	<i>tr/min</i>
		83,47	<i>rad/s</i>
	Arbre de sortie	558	<i>tr/min</i>
		58,43	<i>rad/s</i>
Puissance	Arbre d'entrée	47	<i>kW</i>
	Arbre intermédiaire	44,23	
	Arbre de sortie	42,05	
Couple	Arbre d'entrée	201,08	<i>Nm</i>
	Arbre intermédiaire	529,92	
	Arbre de sortie	719,70	

3.7 Dimensionnement des engrenages

Il est à préciser que le calcul cinématique et le calcul énergétique, du dimensionnement du réducteur (abordé supra) étant l'essentiel de notre étude, le dimensionnement de la paire d'engrenage (qui suit) n'a été abordé que superficiellement.

➤ Géométrie des engrenages

Pour mieux visualiser la géométrie des engrenages, la Figure 3-3 ci-dessous illustre toutes les caractéristiques géométriques des engrenages cylindriques.

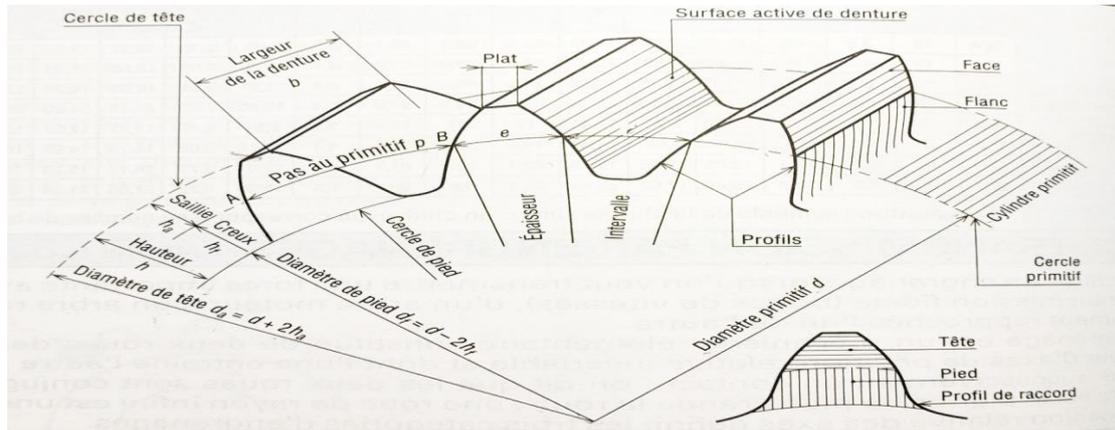


Figure 3-3 : Eléments géométriques des roues dentées cylindriques [24]

➤ Choix du matériau

Notre choix s'est porté sur l'acier $20CrMo5$, voir Annexe 1, matériau qui peut absorber les chocs et les surfaces dures pour parer à l'usure.

3.7.1 Le dimensionnement préliminaire

Dans cette partie nous allons calculer l'entraxe, le module normal, le nombre de dents réel, le rapport de transmission effectif ainsi que le déport de la denture en nous inspirant de la méthodologie proposée dans [25]

➤ Détermination de l'entraxe admissible

L'entraxe admissible est donnée selon l'équation suivante :

$$a \geq (R + 1) \sqrt[3]{\frac{K_A K_V K_{H\beta} C_i}{2R \phi_a} \left(\frac{Z_M Z_H Z_\varepsilon}{\frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} K_{HN} Z_R Z_W} \right)^2} \quad [mm] \quad (3.14)$$

Avec :

R : désigne le rapport de transmission

K_A : désigne le facteur de la charge dynamique extérieure qui dépend de la nature du moteur et du récepteur.

K_V : désigne le facteur dynamique intérieur

$K_{H\beta}$: désigne le facteur de la répartition longitudinale de la charge pour la sollicitation hertzienne

ϕ_a : désigne le coefficient de la largeur

Z_M : désigne le facteur du matériau tel que :

$$Z_M = \sqrt{0.35E}$$

Où : $\frac{1}{E} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)$ avec E_1, E_2, E sont respectivement le module d'élasticité de la roue 1, le module d'élasticité de la roue 2 et le module d'élasticité équivalent

Z_H : désigne le coefficient du point de roulement

Z_ε : désigne le facteur de la longueur de contact

σ_{Hlim} : désigne l'effort unitaire limite à la sollicitation hertzienne qui dépend de la nature du matériau du pignon ainsi que du traitement thermique ou thermochimique appliqué

S_H : désigne le facteur de sureté par rapport à la sollicitation hertzienne

K_{HN} : désigne le facteur de nombre de cycles de sollicitation pour la sollicitation hertzienne

Z_R : désigne le facteur de rugosité

Z_w : désigne le facteur du rapport de la dureté des flancs

➤ Détermination du module normal des roues dentées

Le module normal est donné selon l'équation suivante :

$$m_n \geq \frac{C_i(1 + R_1)K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} Y_F Y_\beta}{\phi_\alpha a^2 \frac{\sigma_{Flim}}{S_F} K_{FN} Y_S Y_{Fx}} \quad (3.15)$$

Avec :

$K_{F\alpha}$: désigne le facteur de répartition frontale de la charge

$K_{F\beta}$: désigne le facteur de répartition longitudinale de la charge pour la sollicitation au pied de la dent

Y_F : désigne le facteur de forme

Y_β : désigne le facteur de l'angle d'hélice

σ_{Flim} : désigne l'effort unitaire limite pour la sollicitation à la fatigue au pied de la dent qui dépend des caractéristiques du matériau du pignon

S_F : désigne le facteur de sureté pour la sollicitation au pied de la dent

Y_S : désigne le facteur de concentration des contraintes

Y_{F_x} : désigne le facteur dimensionnel

Tous les paramètres et les coefficients nécessaires pour le calcul de l'entraxe et le module sont présentés dans Annexe 2.

➤ Etablissement de l'angle d'hélice

Il est recommandé de choisir une valeur de l'angle d'hélice β (exprimé en degré) comprise dans l'intervalle $[8^\circ; 20^\circ]$ afin de réduire le nombre de manipulations lors de l'usinage de ces engrenages [25].

➤ Etablissement du nombre de dents des pignons et des roues

En utilisant les valeurs de l'entraxe et du module normal, nous calculons le nombre de dents maximum du pignon du 1^{er} engrenage grâce à la relation suivante :

$$z_{1max} = \frac{2 \times a \times \cos(\beta)}{m_n \times (1 + R)} \quad (3.16)$$

Avec :

a : désigne l'entraxe en mm

β : désigne l'angle de l'hélice

m_n : désigne le module normal en mm

R : désigne le rapport de transmission

Le choix du nombre de dents du pignon z_1 doit satisfaire les conditions suivantes [25] :

- z_1 doit être un nombre entier inférieur à z_{1max} .
- $z_1 \geq 14$; si cette condition n'est pas satisfaite il faut augmenter l'entraxe à la valeur normalisée immédiatement supérieure à celle choisie précédemment et on refait les calculs à nouveau.

➤ Choix final du module normal et des nombres de dents des pignons et des roues

Après avoir calculé le nombre de dents du pignon du 1^{er} engrenage, nous recalculons le module normal m'_n avec la relation suivante :

$$m'_n = \frac{2 \times a \times \cos(\beta)}{z_1 \times (1 + R)} \quad (3.17)$$

Ensuite on recalcule le nombre de dents des pignons suivant la relation suivante :

$$z_i = \frac{2 \times a \times \cos(\beta)}{m'_n \times (1 + R_i)} \quad (3.18)$$

Avec :

m'_n : désigne le nouveau module normal recalculé

i : désigne l'indice des pignons, $i = 1$ pour le pignon du 1^{er} engrenage et $i = 3$ pignon du 2^{eme} engrenage.

Finalement le nombre de dents des roues peut être calculé suivant la relation ci-dessous :

$$z_j = z_i \times R_i \quad (3.19)$$

Avec :

i : désigne l'indice des pignons, $i = 1$ pour le pignon du 1^{er} engrenage et $i = 3$ pignon du 2^{eme} engrenage.

j : désigne l'indice des pignons, $j = 2$ pour le pignon du 1^{er} engrenage et $j = 4$ pignon du 2^{eme} engrenage.

z_j est choisi selon la condition suivante : z_j ne doit pas être divisible par z_i . Si cette condition n'est pas satisfaite on procède usuellement par l'addition ou la suppression d'une dent à la roue [25].

3.7.2 Résultats du dimensionnement préliminaire

Les valeurs calculées pour l'entraxe et le module sont normalisés suivant respectivement le Tableau 3-4 et Tableau 3-5.

Tableau 3-4 : Tableau de valeurs normalisées de l'entraxe

<i>I</i>	40	50	63	80	100	125	160	200								
<i>II</i>	40	45	50	56	63	71	80	90	100	112	125	140	160	180	200	225

Tableau 3-5 : Tableau de valeurs normalisées du module

Modules normalisés	
Série principale	1 / 1,25 / 1,5 / 2 / 2,5 / 3 / 4 / 5 / 6 / 8 / 10 / 12 / 16 / 20
Série secondaire	1,125 / 1,375 / 1,75 / 2,25 / 2,75 / 3,50 / 4,50 / 5,50 / 7 / 9
Série exceptionnelle	0,75 / 3,25 / 3,75 / 6,50

Chapitre 3 : Dimensionnement du système de transmission

Le Tableau 3-6 ci-dessous résume tous les résultats obtenus à partir des équations (3.14), (3.15), (3.17), (3.18) et (3.19) :

Tableau 3-6 : Les paramètres calculés

Paramètre	Symbole	Valeur	Valeur normalisée	Unité
Entraxe	a	144,46	160	mm
Module normal	m_n	0,69	0,7	
L'angle d'hélice (choisi)	β	15		$^\circ$
Module normal recalculé	m'_n	1,29	1,35	
Nombre de dent du pignon du 1 ^{er} engrenage	z_1	75		
Nombre de dent de la roue du 1 ^{er} engrenage	z_2	210		
Nombre de dent du pignon du 2 ^{eme} engrenage	z_3	90		
Nombre de dent de la roue du 2 ^{eme} engrenage	z_4	126		

3.7.3 Dimensionnement géométrique des engrenages

Dans cette partie nous allons déterminer les paramètres géométriques des pignons et des dents.

Dans la suite du dimensionnement, nous allons utiliser l'indice i pour exprimer le pignon tel que ($i = 1$ et 3) et l'indice j pour exprimer la roue tel que ($j = 2$ et 4) et l'indice k pour exprimer l'engrenage tel que ($k = I$ et II).

➤ Estimation des coefficients de déport des pignons et des roues

Le coefficient de déport est le déplacement de profil ramené au module unité. Le déplacement de profil est la distance entre la ligne de référence et la ligne primitive de génération [26].

Pour pouvoir calculer les coefficients de déports, nous devons suivre les étapes de calcul suivantes [25] :

- Distance de référence entre les axes :

$$a_0 = a_{0I} = a_{0II} = \frac{m'_n \times (z_1 + z_2)}{2 \times \cos(\beta)} \quad (3.20)$$

a_0 doit satisfaire les conditions suivantes :

- $a_0 < a_{NORME}$ pour avoir un déport positif

Chapitre 3 : Dimensionnement du système de transmission

- $a_{NORME} - a_0 \in (0.4m'_n; 1.3 m'_n)$ pour que le déport positif ait des effets bénéfiques et qu'il n'y ait pas d'exagération dans la diminution de l'épaisseur de la tête de la dent.

Si les conditions citées ci-dessus ne sont pas satisfaites, il y a nécessité de modification du nombre de dents de la roue du 1^{er} engrenage ou le module normal normalisé choisi.

- L'angle de pression apparente sur le cylindre primitif

$$\alpha_t = \arctg\left(\frac{\tan(\alpha_n)}{\cos(\beta)}\right) \quad (3.21)$$

Avec :

α_n : désigne l'angle de pression sur le cylindre primitif sur le plan normal

- L'angle de pression de fonctionnement

$$\alpha_f = \arccos\left(\frac{a_0}{a_{NORME}}\right) \times \cos(\alpha_t) \quad (3.22)$$

- La somme des déports de l'engrenage

$$x_k = x_i + x_j = (z_i + z_j) \frac{\text{inv}(\alpha_f) - \text{inv}(\alpha_t)}{2 \times \tan(\alpha_n)} \quad (3.23)$$

Avec :

inv : désigne la fonction « involute » telle que :

$$\text{inv}(y) = \tan(y) - \frac{\pi}{180} * y^\circ \quad (3.24)$$

- Coefficients de déport

A partir du diagramme de répartition de la somme des déplacements spécifiques du pignon et de la roue, voir Annexe 3, nous pouvons déterminer la répartition des déports de profil sur le pignon et la roue.

Nous procédons suivant les étapes ci-dessous :

- Porter en ordonné $\frac{x_k}{2}$ et en abscisse $\frac{z_i+z_j}{2}$
- Le point obtenu est généralement situé entre les lignes R_i et R_{i+1} . En prolongeant ces deux lignes l'origine O du diagramme est obtenue.
- En joignant l'origine O et le point considéré nous obtiendrons ainsi une droite sur laquelle l'abscisse z_i fixe le déport x_i et nous pourrions calculer x_j grâce à la relation suivante :

$$x_j = x_k - x_i \quad (3.25)$$

➤ Paramètres géométriques

Sur la base des lois figurant dans [27] pour la conception, fabrication et mise en œuvre des engrenages notamment les engrenages à denture hélicoïdale nous utiliserons les relations suivantes :

- Largeur de la denture

$$b = \frac{2 \pi m'_n}{\sin(\beta)} \quad (3.26)$$

- Module apparent

$$m_t = \frac{m'_n}{\cos(\beta)} \quad (3.27)$$

- Module de fonctionnement

$$m_f = m_t \frac{\cos(\alpha_t)}{\cos(\alpha_{t_f})} \quad (3.28)$$

- Entraxe de fonctionnement

$$a_f = a \frac{\cos(\alpha_t)}{\cos(\alpha_{t_f})} \quad (3.29)$$

Dans la suite du dimensionnement, nous allons utiliser l'indice i pour exprimer les pignons ou les roues tels que ($i = 1; 2; 3; 4$).

- Diamètre primitif

$$d_{p_i} = m_t * Z_i \quad (3.30)$$

- Diamètre de base

$$d_{b_i} = d_{p_i} \cos(\alpha_t) \quad (3.31)$$

- Hauteur de saillie

$$h_{a_i} = (1 + x_i) * m'_n \quad (3.32)$$

- Hauteur de creux

$$h_{f_i} = (1.25 - x_i) * m'_n \quad (3.33)$$

- Diamètre de tête

$$d_{a_i} = d_{p_i} + 2 * h_{a_i} \quad (3.34)$$

- Diamètre de pied

$$d_{f_i} = d_{p_i} - 2 * h_{f_i} \quad (3.35)$$

3.7.4 Résultats du dimensionnement géométrique

Les calculs effectués sont présentés dans le Tableau 3-7 ci-dessous :

Tableau 3-7 : Les paramètres calculés

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité
Distance de référence entre les axes	a_0	200	mm
Distance de référence NORME	a_{NORME}	201,04	mm
L'angle de pression sur le cylindre primitif sur le plan normal	α_n	20	°
L'angle de pression apparent	α_t	21,50	°
L'angle de pression de fonctionnement	α_f	22,24	°
La somme des déports	x_s	0,81	
Le coefficient de déport	du pignon du 1 ^{er} engrenage	x_1	0,45
	de la roue du 1 ^{er} engrenage	x_2	0,36
	du pignon du 2 ^{eme} engrenage	x_3	0,34
	de la roue du 2 ^{eme} engrenage	x_4	0,27
Largeur de denture	b	21,30	mm
Module apparent	m_t	1,4035	
Module de fonctionnement	m_f	1,4096	
Entraxe de fonctionnement	a_f	160,69	mm

Afin d'organiser clairement le dimensionnement géométrique de chaque engrenage nous résumons les paramètres de chaque engrenage grâce aux équations précédentes de (3.30) à (3.35) dans le Tableau 3-8 et le Tableau 3-9 suivants :

Tableau 3-8 : Paramètres géométriques du 1^{er} engrenage

Paramètre	Pignon 1	Roue 2	Unité
Diamètre primitif	105,26	294,74	mm
Diamètre de base	97,93	274,23	
Hauteur de saillie	1,88	1,76	
Hauteur de creux	1,03	1,15	
Diamètre de tête	109,02	298,27	
Diamètre de pied	103,18	292,44	

Chapitre 3 : Dimensionnement du système de transmission

Tableau 3-9 : Paramètre géométriques du 2^{ème} engrenage

Paramètre	Pignon 3	Roue 4	Unité
Diamètre primitif	126,32	176,84	<i>mm</i>
Diamètre de base	117,52	164,53	
Hauteur de saillie	1,74	1,65	
Hauteur de creux	1,18	1,26	
Diamètre de tête	129,80	180,15	
Diamètre de pied	123,95	174,31	

3.8 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons dimensionné le système de transmission en commençant d'abord par le choix du type du réducteur de vitesse et le type d'engrenages, nous avons opté pour un réducteur à rapport fixe et des engrenages hélicoïdaux. Nous sommes passés au calcul cinématique pour déterminer le rapport de transmission et les vitesses de rotation puis au calcul énergétique pour évaluer les puissances et les couples transmis par les arbres. Pour avoir une idée générale sur les dimensions de notre réducteur nous avons calculé les caractéristiques géométriques de chaque engrenage.

**Chapitre 4 : Analyse des système de freinage
et de suspension**

4.1 Introduction

La transition du véhicule thermique vers le véhicule électrique implique des modifications majeures qui ont une incidence sur le poids total du véhicule. Aussi, le poids des modifications ajoutées a un impact sur les performances et le comportement du système de freinage et le système de suspension.

4.2 Système de freinage

4.2.1 Frein à disque

Un frein à disque est composé d'un disque lié à la roue par l'intermédiaire du moyeu, deux plaquettes de frein de part et d'autre du disque, un étrier qui supporte les plaquettes ainsi qu'un piston hydraulique [28]. Lorsqu'il y a appui sur la pédale de frein le liquide de frein qui circule dans le système va être mis sous pression et agir sur les étriers qui vont pousser les plaquettes de frein sur le disque de frein. La friction ainsi créée par leur contact provoque le freinage et l'arrêt du véhicule [29].

Dans notre cas, le véhicule Kia Pride 2000 est équipé de freins à disque.



Figure 4-1 : (a) Frein à disque ; (b) schéma d'un frein à disque

4.2.2 Critère d'évaluation pour la conception d'un système de freinage

L'évaluation du système de freinage lors de la conception doit répondre à certaines exigences dont l'efficacité de freinage, l'endurance du système ainsi que le confort d'utilisation [28] :

➤ L'efficacité de freinage

L'efficacité d'un système de freinage repose sur sa capacité à arrêter un véhicule en mouvement sur une distance minimale indépendamment des conditions extérieures. Il est essentiel de maximiser l'effort appliqué pour ralentir la rotation du disque qui se traduit par une optimisation des forces tangentielles générées par les frottements entre les plaquettes et le disque. Plusieurs paramètres interviennent dans cette optimisation :

Chapitre 4 : Analyse des système de freinage et de suspension

- La pression de contact qui doit être adéquate pour garantir une bonne transmission des forces de freinage ainsi qu'une décélération efficace.
- La surface de frottement doit être grande afin de permettre une répartition uniforme des forces de frottement.
- Le coefficient de frottement doit être élevé pour permettre une meilleure adhérence entre les surfaces de frottement et réduire la distance d'arrêt.

➤ L'endurance du système

Il est essentiel de garantir le bon fonctionnement du système sur une période prolongée en évitant toute défaillance dangereuse et en définissant les moments où les pièces doivent être remplacées. Les principales avaries qui peuvent affecter un disque de frein comprennent l'usure excessive, la déformation thermique, la fissuration et la corrosion.

➤ Le confort d'utilisation

Les problèmes de confort sont souvent liés à l'apparition de vibrations, qui résultent principalement des chocs entre le disque et les plaquettes qui sont liées directement à la vitesse de rotation de la roue, et de bruits indésirables générés par les instabilités du frottement généralement entre les plaquettes et le disque.

4.2.3 Phénomène thermique dans les disques

Le phénomène thermique dans les disques s'explique ainsi [28] :

Lors du freinage, il y a apparition de gradients thermiques, c'est-à-dire, une chaleur générée par le frottement des plaquettes de frein avec les disques. Cette chaleur n'est pas uniformément répartie sur toute la surface du disque ce qui crée des zones chaudes qui se dilatent. Cependant, cette dilatation thermique est compensée par les zones plus froides qui agissent comme des points de retenues. Cela crée des contraintes de compression, où les parties chaudes exercent une pression sur les parties froides.

Après le freinage, le disque commence à refroidir ce qui engendre des contraintes résiduelles. Les zones qui étaient chaudes et dilatées se contractent à mesure qu'elles refroidissent, tandis que les zones plus froides restent relativement stables. Cela crée des contraintes de traction, où les parties froides exercent une pression sur les parties chaudes.

Ces contraintes (compression et traction) ressemblent à des cycles de fatigue thermique. Répétées, elles peuvent causer des dommages au disque de frein telles que

les fissures et déformations avec pour conséquence la réduction de l'efficacité du freinage.

4.2.4 Phénomène mécanique dans les disques

Les phénomènes mécaniques liés aux freins sont [28] :

- Le chargement, par pression et couple, qui est généré par les forces et moments appliqués sur le système de freinage lors de sa sollicitation, pousse les plaquettes de freins contre le disque, créant ainsi le frottement nécessaire pour ralentir ou arrêter le véhicule.

- Les conditions aux limites qui comprennent le serrage du disque sur les moyeux, garantissent une connexion solide entre le disque et les composants adjacents.

- Le contact continu entre le disque et les plaquettes entraîne une usure progressive des surfaces de contact.

4.2.5 Détermination de la pression de contact

Pour évaluer la répartition des charges et des contraintes dans le système de freinage il faut déterminer la pression de contact supposée constante entre le disque et la plaquette. On prend en compte que 60% des forces de freinage sont supportées par les freins avant, ce qui équivaut à 30% pour un seul disque de frein [30].

➤ Forces travaillant au disque de frein

L'expression de la force travaillant au disque de frein s'exprime comme suit :

$$F_{disque} = \frac{(30\%) \frac{1}{2} M_{vr} v^2}{2 \frac{R_{disque}}{R_{roue}} \left(v t_{arrêt} - \frac{1}{2} \left(\frac{v}{t_{arrêt}} \right) t_{arrêt}^2 \right)} \quad (4.1)$$

Avec :

M_{vr} : désigne la masse du véhicule rétrofité en [kg]

v : désigne la vitesse du véhicule en [m/s]

R_{disque} : désigne le rayon du disque en [m]

R_{roue} : désigne le rayon de la roue en [m]

$t_{arrêt}$: désigne le temps d'arrêt en [s]

➤ La vitesse de rotation du disque

L'expression de la vitesse de rotation du disque s'exprime comme suit :

$$\omega = \frac{v}{R_{roue}} \quad (4.2)$$

➤ **La pression extérieure entre le disque et les plaquettes**

La pression extérieure entre le disque et les plaquettes se calcule grâce à l'équation suivante :

$$P = \frac{F_{disque}}{A_{plaquette} \mu} \quad (4.3)$$

Avec :

$A_{plaquette}$: désigne l'aire de surface de la plaquette en contact avec le disque en [m^2]

μ : désigne le coefficient de frottement

Les données nécessaires aux calculs sont présentées dans le Tableau 4-1 ci-dessous :

Tableau 4-1 : Données nécessaires aux calculs de la pression de contact

Donnée	Symbole	Valeur	Unité
La masse du véhicule rétrofité (supposée)	M_{vr}	1800	kg
La vitesse du véhicule	v	56,5	m/s
Le rayon du disque	R_{disque}	148	mm
Le rayon du pneu	R_{roue}	272,5	mm
Le temps d'arrêt [28]	$t_{arrêt}$	45	s
L'aire de surface de la plaquette en contact avec le disque (tirée du modèle Ansys)	$A_{plaquette}$	5425.72	mm^2
Le coefficient de frottement [28]	μ	0,2	

4.2.6 Simulation

Pour pouvoir analyser le système de frein existant et vérifier qu'il serait en mesure de fournir un freinage adéquat pour le nouveau poids du véhicule, nous avons conçu une simulation en utilisant Ansys Workbench. La durée de la simulation est de $t = 1s$ qui correspond au temps de ratissage, le temps nécessaire pour que les plaquettes frottent contre la surface du disque. La simulation est réalisée selon les étapes suivantes :

- Création de la structure :

Chapitre 4 : Analyse des système de freinage et de suspension

Pour commencer nous avons créé une structure simplifiée qui représente un demi disque de frein et une plaquette. La Figure 4-2 montre la structure d'une plaquette de frein et d'un demi-disque réalisée par Ansys workbench.

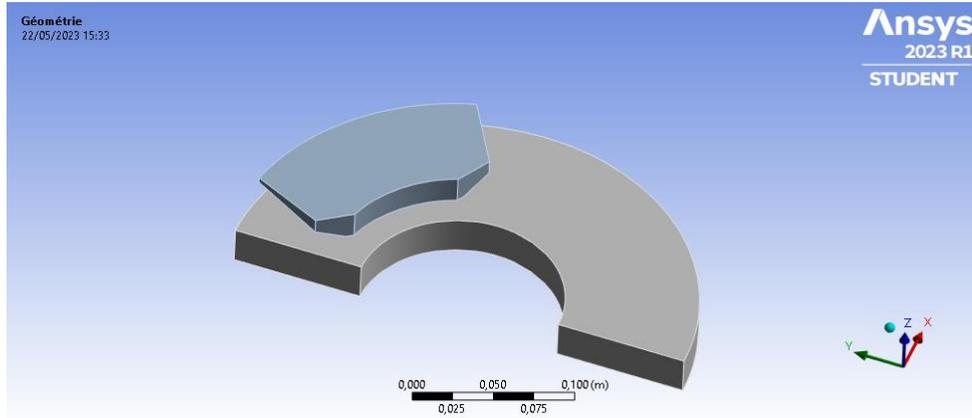


Figure 4-2 : Structure d'une plaquette de frein et d'un demi-disque

- Le maillage :

Une fois la structure créée, nous avons procédé au maillage à l'aide d'Ansys workbench qui effectue un maillage automatique « par défaut ». Aussi, si nous devons raffiner le maillage nous n'aurions qu'à changer les paramètres choisis par défaut. La Figure 4-3 montre le maillage par défaut d'un ensemble disque-plaquette sur Ansys workbench.

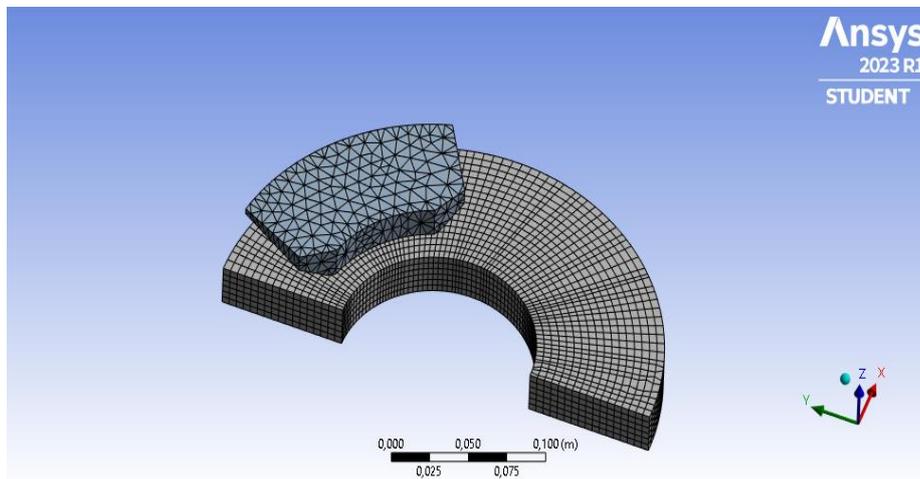


Figure 4-3 : Maillage par défaut d'un ensemble disque-plaquette

- Configuration des matériaux utilisés :

- o Pour le disque de frein, nous avons utilisé de l'acier car c'est le plus couramment utilisé en raison de sa résistance, de sa capacité à dissiper de la chaleur générée lors du freinage et de sa durabilité. Ses propriétés sont présentées dans le Tableau 4-2 :

Tableau 4-2 : Caractéristiques mécaniques des disques de frein

Propriété	Valeur	Unité
Masse volumique	7850	kg/m^3
Limite élastique en traction	$2,5 \cdot 10^8$	Pa
Limite élastique en compression	$2,5 \cdot 10^8$	Pa
Limite à la rupture en traction	$4,6 \cdot 10^8$	Pa
Conductivité thermique	60,5	$W/m C$

○ Pour les plaquettes, nous avons utilisé de la fonte grise puisque c'est un matériau couramment utilisé en raison de ses propriétés de friction et de dissipation de chaleur. Ses propriétés sont établies dans le Tableau 4-3.

Tableau 4-3 : Caractéristiques mécaniques des plaquettes

Propriété	Valeur	Unité
Masse volumique	7200	kg/m^3
Limite à la rupture en traction	$2,4 \cdot 10^8$	Pa
Résistance à la compression	$8,2 \cdot 10^8$	Pa
Conductivité thermique	52	$W/m C$

- Couplage du modèle thermique statique avec le modèle structural statique pour pouvoir obtenir la déformation totale et la contrainte équivalente du disque.

4.2.7 Résultats de la simulation

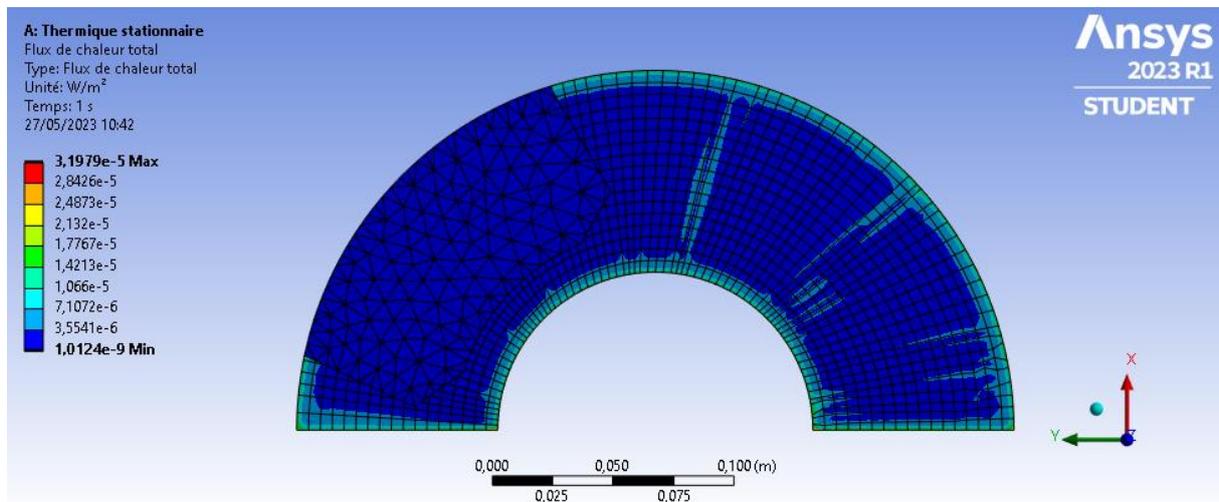


Figure 4-4 : Flux de chaleur total

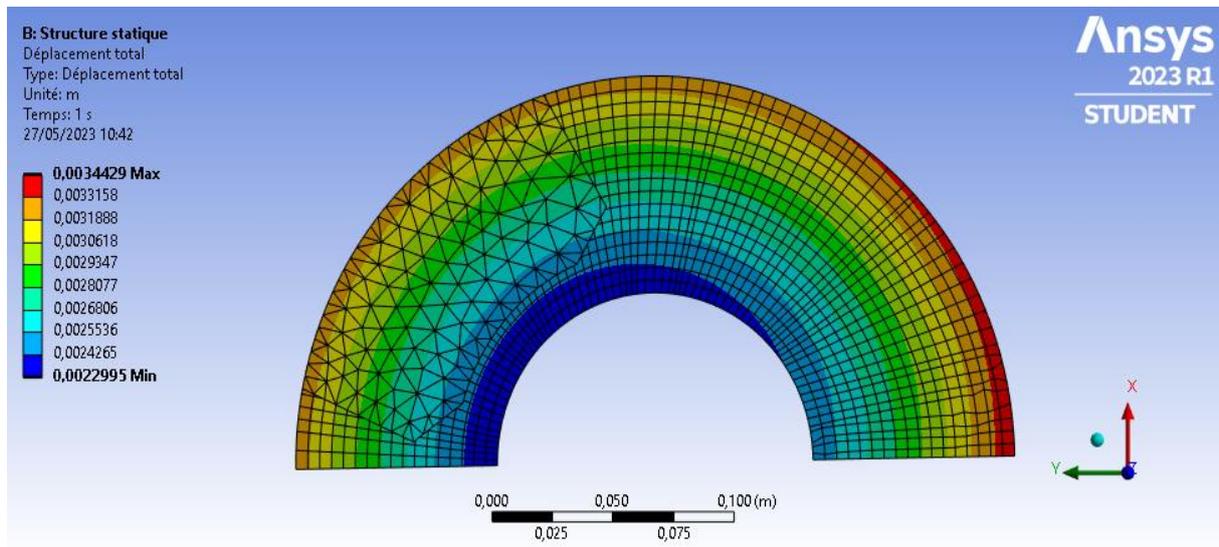


Figure 4-5 : Déplacement total

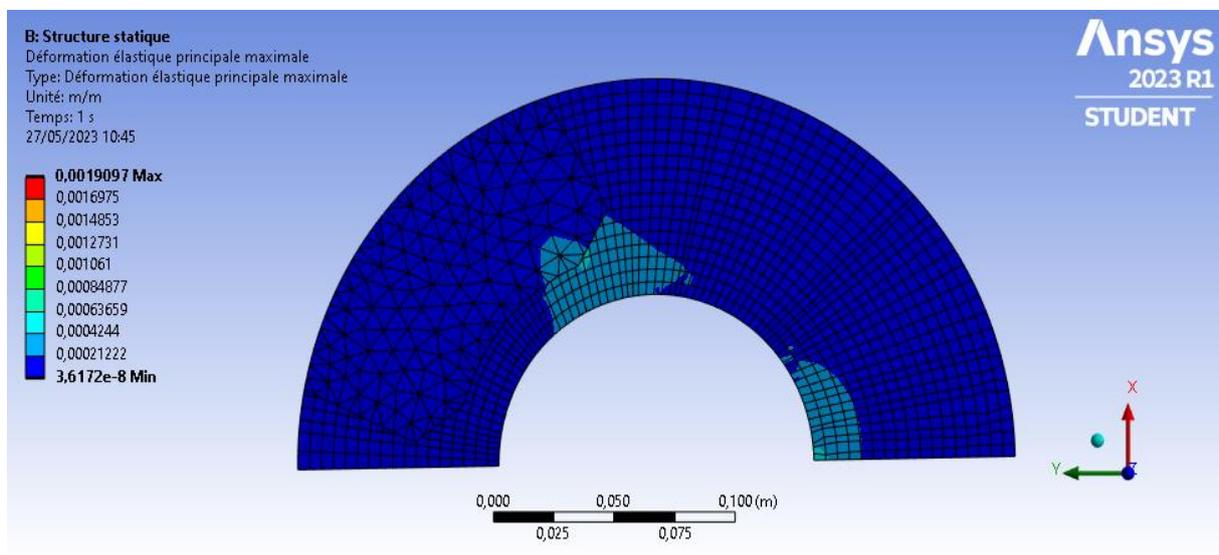


Figure 4-6 : Déformation élastique principale maximale

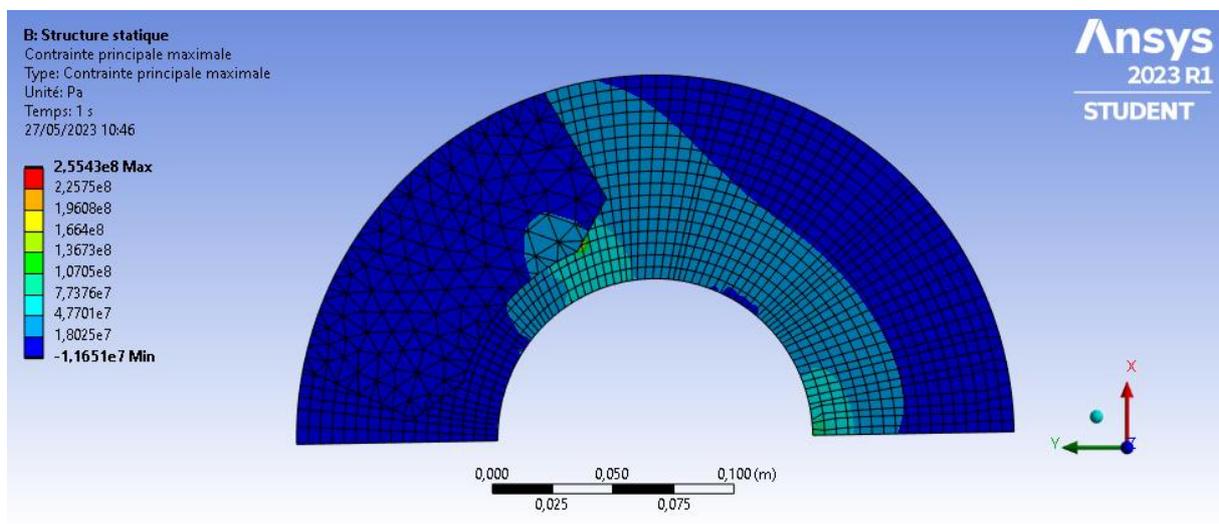


Figure 4-7 : Contrainte maximale principale

Analyse :

Les résultats de la simulation thermo-statique sur Ansys fournissent une vision détaillée sur le flux de chaleur total, le déplacement total, les déformations et les contraintes maximales du système de freinage.

Le flux de chaleur total fournit les informations sur la dissipation thermique dans le système. Nous constatons des valeurs appropriées indiquant que le système dispose d'une capacité adéquate pour dissiper la chaleur et maintenir la température de fonctionnement acceptable.

Le déplacement total donne les informations sur les déplacements globaux des composants du système. Nous remarquons que ces déplacements sont limités indiquant que le système conserve sa position et sa forme.

Enfin, en ce qui concerne les déformations et les contraintes, nous observons que la plupart des régions du système présentent des niveaux relativement faibles. Cela indique que la structure du système est conçue de manière solide et peut résister aux charges générées par l'augmentation du poids.

Dans l'ensemble, les résultats de la simulation suggèrent que le système de freinage est capable de freiner efficacement le nouveau poids du véhicule après modification. Les faibles niveaux du flux de chaleur total, des déplacements, des déformations et contraintes indiquent que le système de freinage est bien conçu et est adapté aux exigences de freinages.

4.3 Système de suspension

4.3.1 Les différents organes du système de suspension

Le système de suspension est composé de divers organes qui travaillent en concert pour assurer le confort de conduite, la tenue de route optimale ainsi que l'absorption efficace des chocs. Dans l'architecture conventionnelle d'une suspension, on identifie les composants fondamentaux qui interagissent de manière synergique pour garantir les performances requises [31] :

- Un organe élastique, qui en général est un ressort hélicoïdal, conçu pour fournir une résistance élastique à la compression et à l'extension de la suspension, tout en supportant la charge statique du véhicule.
- Un organe amortisseur, qui en général est un amortisseur hydraulique, conçu pour absorber l'énergie générée par les mouvements de la suspension.

Chapitre 4 : Analyse des système de freinage et de suspension

- Un système de liaison mécanique constitué de bras de suspension, de biellettes, de rotules et d'autres composants.

Les ressorts et les amortisseurs sont des éléments essentiels du système dynamique alors que les autres composants assurent la cinématique du mouvement de la suspension [31].



Figure 4-8 : Ensemble ressort-amortisseur

4.3.2 Les critères d'évaluation de la performance de la suspension

➤ Le confort de conduite

L'évaluation du confort de conduite comprend des paramètres tels que l'amortissement des chocs, l'absorption des vibrations et la réduction du bruit. Un système de suspension performant doit être capable d'amortir efficacement les chocs causés par les irrégularités de la route assurant ainsi une conduite en douceur et sans secousses [32].

➤ La tenue de route

La tenue de route concerne la capacité du véhicule à maintenir une adhérence optimale sur la route dans différentes conditions afin de maintenir une stabilité directionnelle, une réactivité précise et une répartition équilibrée du poids [32].

4.3.3 Modèle un quart de véhicule

Ce concept se base sur la division du véhicule en quatre modules distincts chacun représentant un quart du poids total du véhicule. Le module un quart de véhicule permet de simplifier la modélisation et les calculs associés. Il permet d'évaluer l'efficacité du système de suspension dans différentes situations. Il est composé d'une masse suspendue, d'une autre masse celle de la roue, d'un ressort, d'un amortisseur et d'un actionneur inséré entre ces deux masses [33].

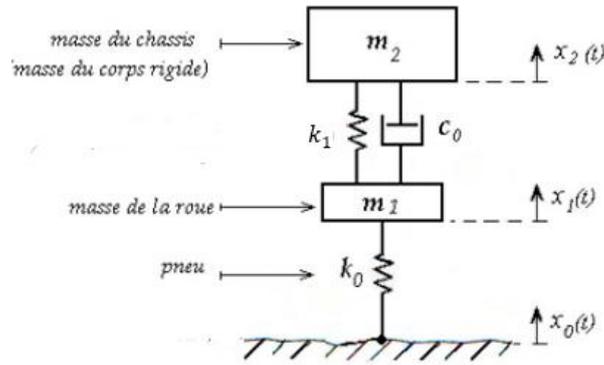


Figure 4-9 : Schéma représentatif du modèle d'un quart de véhicule (à 2 DLL)

En utilisant la loi d'équilibre des forces, loi de Newton sur le schéma précédent, on obtient les équations différentielles suivantes :

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1(t) = k_0(x_0(t) - x_1(t)) + c_0(x_2(t) - x_1(t)) + k_1(x_2(t) - x_1(t)) \\ m_2 \ddot{x}_2(t) = c_0(x_1(t) - x_2(t)) + k_1(x_1(t) - x_2(t)) \end{cases} \quad (4.4)$$

Avec :

m_1 : désigne la masse de la roue en [kg]

k_0 : désigne la raideur du ressort du pneu en [Nm]

m_2 : désigne la masse du châssis en [kg]

k_1 : désigne la raideur du ressort du système de suspension en [Nm]

c_0 : désigne le coefficient d'amortissement du système en [Ns/m]

4.3.4 Simulation

Pour pouvoir analyser le système de suspension existant et vérifier qu'il serait en mesure de supporter la nouvelle charge due à l'augmentation du poids du véhicule. Nous avons conçu une simulation d'analyse de structure statique en utilisant Ansys Workbench.

La suspension avant et arrière du véhicule comprend quatre ressorts hélicoïdaux. Pour analyser la condition la plus défavorable possible, la moitié du nouveau poids du véhicule a été appliquée comme charge de force sur un seul ressort hélicoïdal.

La simulation est réalisée selon les étapes suivantes :

Chapitre 4 : Analyse des système de freinage et de suspension

- Création de la structure :

Pour commencer nous avons créé une structure simplifiée qui représente un ressort hélicoïdal et de l'amortisseur de jambe de force de la suspension. La Figure 4-10 montre la structure d'un système de suspension réalisée par Ansys workbench.

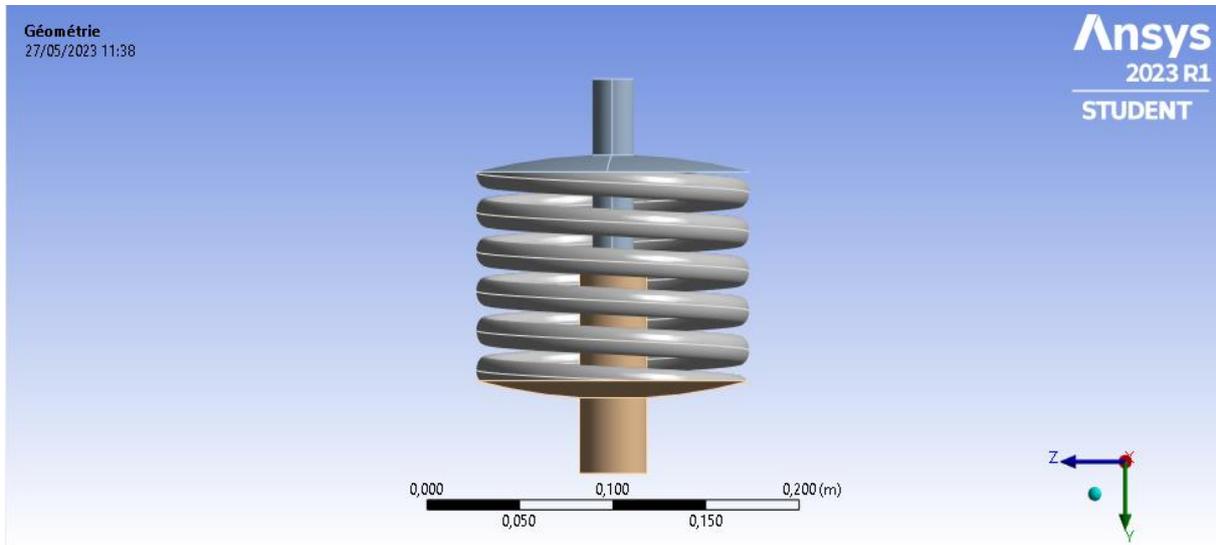


Figure 4-10 : Structure d'un ressort hélicoïdal et de l'amortisseur de jambe de force de la suspension

- Le maillage :

Une fois la structure créée, nous avons établi le maillage par Ansys workbench qui effectue un maillage automatique « par défaut ». La Figure 4-11 montre le maillage par défaut d'un système de suspension sur Ansys workbench.

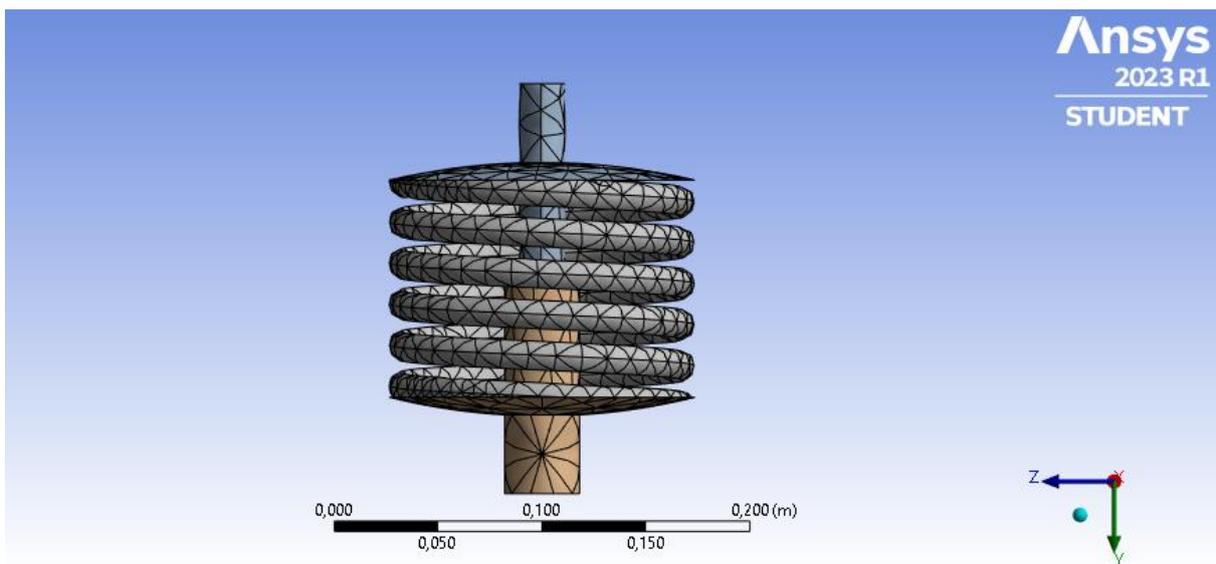


Figure 4-11 : Maillage par défaut d'un système de suspension

Chapitre 4 : Analyse des système de freinage et de suspension

- Configurations du matériau utilisé :

o Pour le système de suspension, nous avons utilisé de l'acier. Ses propriétés sont présentées dans le Tableau 4-4 :

Tableau 4-4 : Caractéristiques mécaniques du système de suspension

Propriété	Valeur	Unité
Masse volumique	7850	kg/m^3
Limite élastique en traction	$2,5 \cdot 10^8$	Pa
Limite élastique en compression	$2,5 \cdot 10^8$	Pa
Limite à la rupture en traction	$4,6 \cdot 10^8$	Pa
Conductivité thermique	60,5	$W/m C$

4.4 Résultats de la simulation

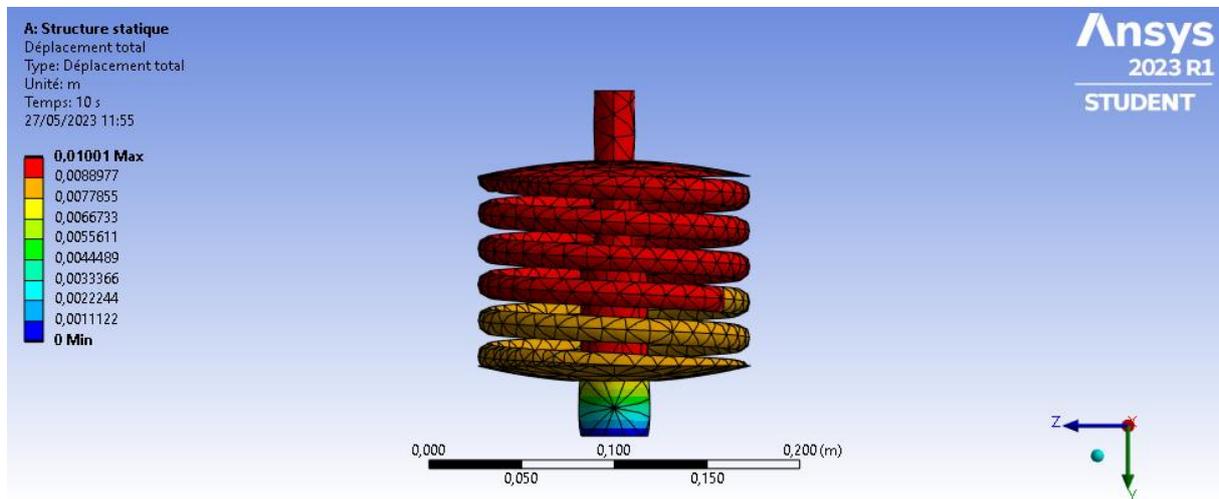


Figure 4-12 : Déplacement total

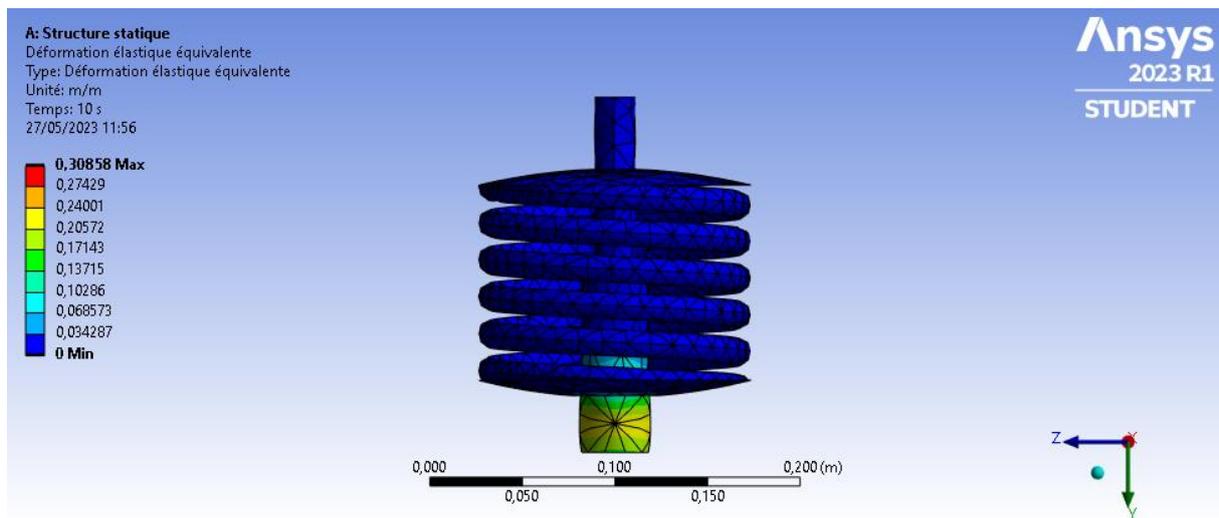


Figure 4-13 : Déformation élastique équivalente

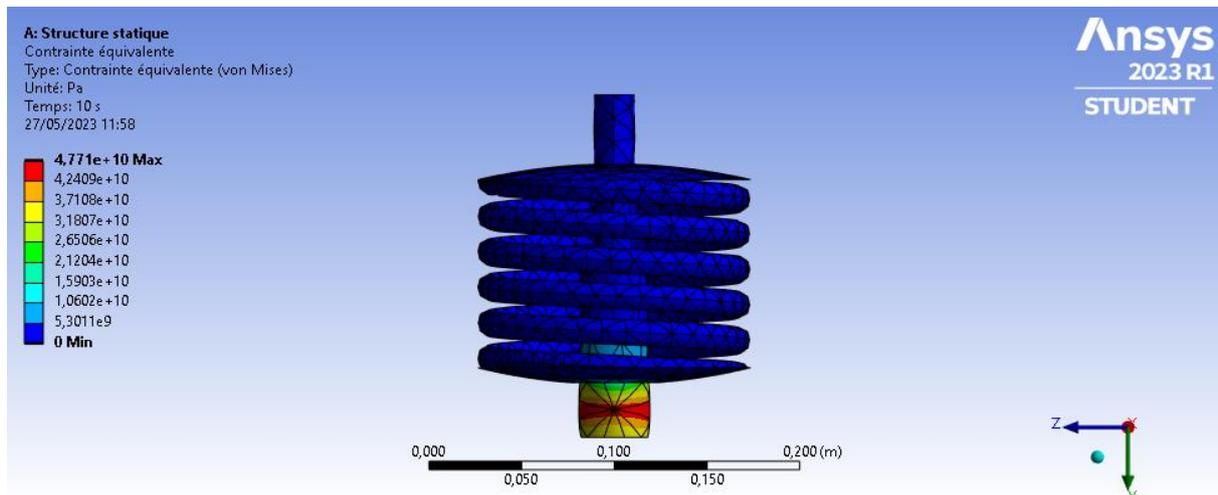


Figure 4-14 : Contrainte équivalente

Analyse :

Les résultats de la simulation structure statique sur Ansys fournissent une vision détaillée sur le déplacement total, la déformation équivalente et la contrainte équivalente du système de suspension.

Le déplacement total représente les mouvements globaux des composants du système. Nous remarquons qu'il y a déplacement sans rupture du ressort hélicoïdal indiquant que la conception et les caractéristiques matérielles sont adaptées aux exigences du système de suspension.

La déformation élastique mesure les déformations réversibles dans les composants de la suspension sous l'effet de charge appliquées. Nous observons des déformations élastiques limitées indiquant que le système est capable de supporter les charges supplémentaires sans subir des déformations permanentes.

En ce qui concerne les contraintes équivalentes, elles permettent de déterminer si le système est capable de résister aux charges appliquées sans dépasser la limite de sécurité. Nous remarquons que les valeurs des contraintes équivalentes sont acceptables indiquant que le système est suffisamment robuste pour faire face aux contraintes supplémentaires.

Dans l'ensemble, les résultats de la simulation suggèrent que le système de suspension est capable de fournir une performance adéquate.

Enfin, il convient de noter que chaque amortisseur du système de suspension est conçu, normalement, pour supporter un quart du poids total du véhicule.

Cependant, notre simulation a révélé que même lorsque la charge est doublée et appliquée à un seul amortisseur, ce dernier est toujours capable de contenir cette charge sans montrer de signes de détérioration majeure.

4.5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons procédé à l'analyse du système de freinage et de suspension déjà existant sur notre véhicule. Notre étude consiste à vérifier, d'une part, que le système de freinage peut garantir un freinage adéquat, et d'autre part, que le système de suspension peut supporter la charge statique sans déformations excessives ni contraintes critiques, c'est-à-dire, la capacité du système à maintenir la stabilité du véhicule et assurer une conduite sûre, même avec le poids supplémentaire. Cette analyse a été établie grâce à une simulation structure statique par le logiciel Ansys workbench et nous a permis de générer plusieurs paramètres

Chapitre 5 Conclusion générale

Conclusion générale

La finalité de cette étude réside dans l'examen méthodique de la problématique générale de la conversion de la motorisation mécanique vers la motorisation électrique d'un véhicule KIA PRIDE 2000.

Dans le cadre de ce projet, nous avons réalisé une étude bibliographique sur les véhicules électriques et le rétrofit afin de nous familiariser avec les concepts et les technologies clés. Cela nous a permis de situer notre travail dans le contexte existant et de comprendre les défis et les opportunités inhérents à la conversion.

Sur la base de la méthodologie du projet de fin d'étude antérieur [6], qui visait à calculer et déterminer les caractéristiques du moteur électrique, de la batterie et de son refroidissement, nous avons procédé à certaines adaptations afin d'obtenir des résultats compte tenu des objectifs spécifiques que nous nous sommes fixés.

En outre, nous avons procédé au dimensionnement du réducteur, en optant pour un réducteur à rapport fixe équipé d'engrenages hélicoïdaux. Ce choix a été motivé par les avantages de ce type de réducteur en termes d'efficacité et de silence de fonctionnement.

Quant à la phase d'analyse, nous avons procédé à une évaluation des systèmes existants (freinage et suspension) de notre véhicule grâce à des simulations sur le logiciel Ansys. Cette analyse nous a permis d'évaluer et de vérifier la capacité de ces systèmes à répondre aux exigences spécifiques de la conversion en motorisation électrique. Les résultats obtenus indiquent que ces systèmes sont suffisamment performants pour faire face aux nouvelles contraintes imposées par la conversion.

Enfin, le défi a été d'adopter les éléments dimensionnés à la structure existante du véhicule et de prendre en compte les contraintes de poids, d'espace et des dimensions.

En outre, les limites de l'étude sont dues à l'indisponibilité du kit de conversion (trop onéreux) qui ne nous a pas permis d'évaluer concrètement notre approche, nous empêchant ainsi de passer à la réalisation.

En tant que **projet futur**, nous espérons que d'autres étudiants-ingénieurs prendront le relais dans le but de l'optimiser et d'arriver à la réalisation concrète du véhicule. Il reste encore plusieurs aspects à améliorer, notamment l'optimisation de la batterie en réduisant son poids et en augmentant sa capacité énergétique grâce à l'utilisation de nouvelles cellules ou une autre technologie par exemple les piles à combustibles et l'optimisation du système de refroidissement ou la conception d'un

Conclusion générale

nouveau système tel que le refroidissement à liquide. Il serait également important de trouver des solutions pour assurer à la batterie une température adéquate au démarrage dans des climats froids, ainsi que dimensionner un système de climatisation adapté permettant de garantir le confort à l'intérieur de l'habitacle du véhicule.

De ce fait, il leur appartient, à partir de notre présente modeste contribution, de poursuivre ces travaux notamment en incluant les nouvelles avancées technologiques, dans ce domaine, et en fonction des besoins spécifiques du marché.

Annexes

Annexe 1 : Aciers recommandés pour la construction des roues dentées cylindriques et coniques des réducteurs [25]

Aciers recommandés pour la construction des roues dentées cylindriques et coniques des réducteurs

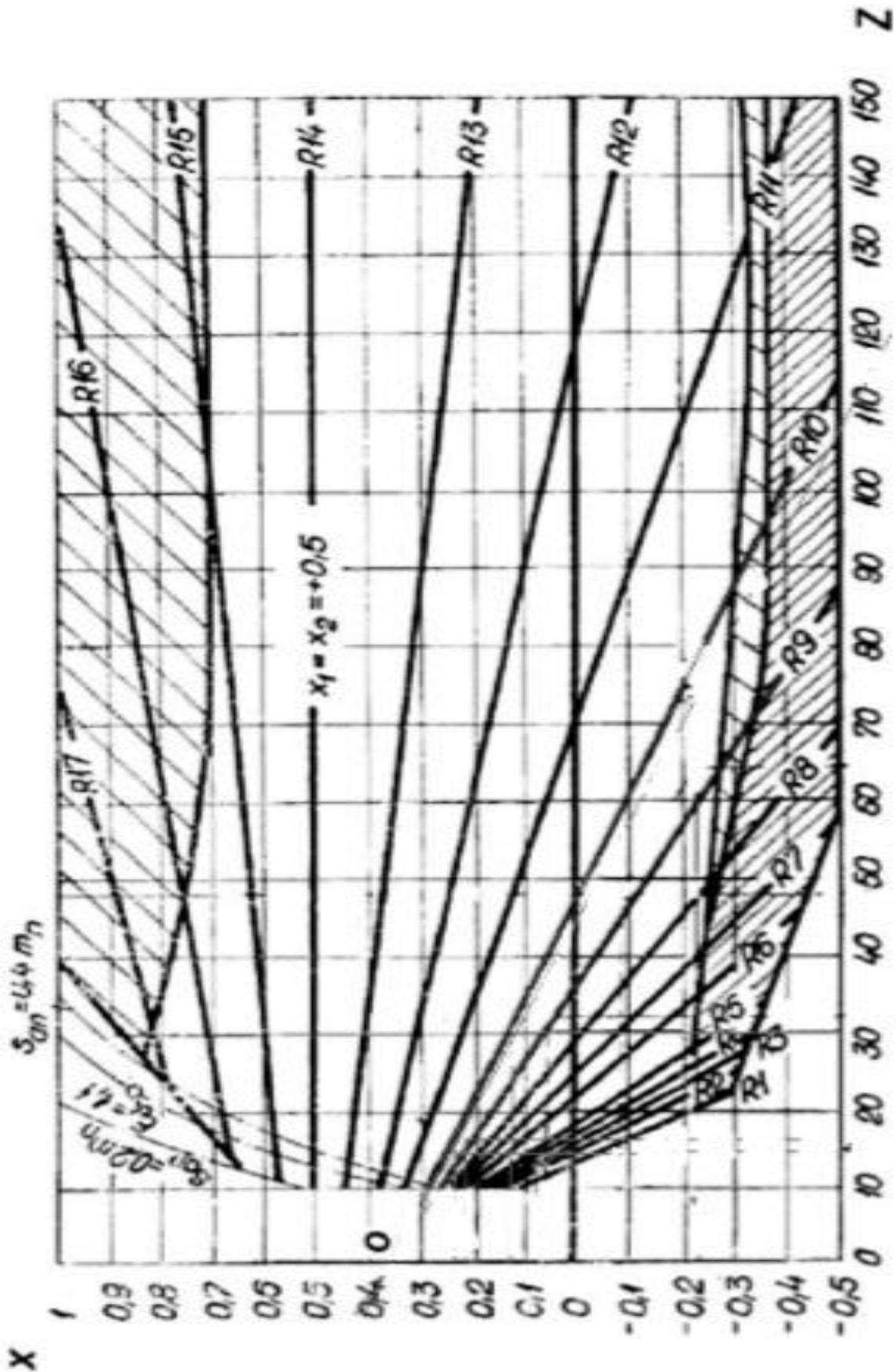
Matériau	DIN	STAS	Traitement thermique ou thermochimique	Dureté		Résistance à la rupture, σ_r (N/mm^2)	Limite d'élasticité, σ_c (N/mm^2)	Résistance limite à la fatigue au pied de la dent σ_{flim} (N/mm^2)	Pression hertzienne limite à la fatigue, σ_{Hlim} (N/mm^2)		
				noyau (HB)	flanc (HRC)						
OL 50	Fe 490-2 (St 50-2)	500/2-80	Normalisation	HB = 150 ÷ 170		500 ÷ 620	270 ÷ 300	0,4HB + 100	1,5HB + 120		
OL 70	Fe 690-2 (St 70-2)	500/2-80	Normalisation	HB = 200 ÷ 220		700 ÷ 850	340 ÷ 370	0,4HB + 100	1,5HB + 120		
OLC 45*	C 45	880-88	Amélioration	HB = 220 ÷ 260		620	360	0,4HB + 140	1,5HB + 200		
										200 ÷ 260	50 ÷ 57
OLC 55	C 55	880-88	Amélioration	HB = 200 ÷ 300		720	420	0,4HB + 140	1,5HB + 200		
										200 ÷ 300	50 ÷ 57
41 MoCr 11	42 CrMo 4	791-88	Amélioration	HB = 270 ÷ 320		950	750	0,4HB + 155	1,8HB + 200		
										270 ÷ 320	50 ÷ 57
40 Cr 10	41 Cr 4	791-88	Amélioration	HB = 240 ÷ 340		1000	800	0,4HB + 155	1,8HB + 200		
										270 ÷ 320	52 ÷ 60
34 MoCrNi 15	34 CrNiMo 6	791-88	Amélioration	HB = 310 ÷ 330		1100	900	0,4HB + 155	1,8HB + 200		
										240 ÷ 340	50 ÷ 57
OLC 15*	C 15	880-88	Cémentation	120 ÷ 140		390	280	140 ÷ 150	24HRC		
										300 ÷ 350	55 ÷ 63
21 MoMnCr 12	20 CrMo 5	791-88	Cémentation	300 ÷ 350	55 ÷ 63	1100	850	390 ÷ 460	25,5HRC		

Annexe 2

Annexe 2 : Tableau des paramètres et les coefficients nécessaires pour le calcul de l'entraxe et le module normal [25]

Paramètre/Coefficient	Symbole	Valeur	Unité
Le facteur de la charge dynamique extérieur	K_A	1	
Le facteur dynamique intérieur	K_V	1,1	
Le facteur de la répartition longitudinale de la charge	$K_{H\beta}$	1,15	
Le coefficient de la largeur en fonction de l'entraxe	ϕ_α	0,4	
Le facteur de matériau	Z_M	271	$\sqrt{N/mm^2}$
Le facteur du point de roulement	Z_H	1,77	
Le facteur de longueur de contact	Z_ϵ	1	
L'effort unitaire limite à la sollicitation hertzienne	$\sigma_{H\lim}$	862	N/mm^2
Le facteur de sureté par rapport à la sollicitation hertzienne	S_H	1,25	
Le facteur du nombre de cycles de sollicitation	K_{HN}	1	
Le facteur de rugosité	Z_R	1	
Le facteur du rapport de la dureté des flancs	Z_w	1	
Le facteur de répartition frontale de la charge	$K_{F\alpha}$	1	
Le facteur de répartition longitudinale de la charge	$K_{F\beta}$	1,15	
Le facteur de forme	Y_F	2,25	
Le facteur de l'angle d'hélice	Y_β	1	
L'effort unitaire limite pour la sollicitation à la fatigue	$\sigma_{F\lim}$	460	N/mm^2
Le facteur de sureté pour la sollicitation au pied de la dent	S_F	1,5	
Le facteur du nombre de cycles de sollicitation	K_{FN}	1	
Le facteur de concentration des contraintes	Y_S	1	
Le facteur dimensionnel	Y_{Fx}	1	

Annexe 3 : Répartition de la somme des déplacements spécifiques du pignon et de la roue [25]



Références bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] L'impact des nouvelles technologies sur la société. Apprendre en ligne. [consulté le 01/06/2023] Disponible sur : [https://owl-ge.ch/travaux-d-eleves/2011-2012/article/l-impact-des-nouvelles-technologies-sur-la-societe#:~:text=Les%20nouvelles%20technologies%](https://owl-ge.ch/travaux-d-eleves/2011-2012/article/l-impact-des-nouvelles-technologies-sur-la-societe#:~:text=Les%20nouvelles%20technologies%20).
- [2] *Qu'est-ce que la responsabilité sociétale des entreprises (RSE) ?* economie.gouv.fr. [consulté le 01/06/2023] Disponible sur : <https://www.economie.gouv.fr/entreprises/responsabilite-societale-entreprises-rse#:~:text=Depuis%20l'entrée%20en%20vigueur%20de%20l>.
- [3] *Inventory of U.S. Greenhouse Gas Emissions and Sinks | US EPA*. [consulté le 24/04/2023] Disponible sur : <https://www.epa.gov/ghgemissions/inventory-us-greenhouse-gas-emissions-and-sinks>.
- [4] T. HOFMAN et C. H. DAI, *Energy efficiency analysis and comparison of transmission technologies for an electric vehicle*. *IEEE vehicle power and propulsion conference.*, 2010, pp. 1-6.
- [5] *La voiture électrique est-elle écologique ?* Futura. [consulté le 01/06/2023] Disponible sur : <https://www.futura-sciences.com/planete/questions-reponses/environnement-voiture-electrique-elle-ecologique-10475/>.
- [6] A. BENZITOUNI et H. E. DJAH, *Transformation de la motorisation mécanique en électrique du véhicule KIA PRIDE 2000*. *Mémoire de fin d'étude, Ecole Nationale Polytechnique d'Alger, 2021.*
- [7] M. S. Siddiqui, *"Electric Vehicles: Prospects and Challenges."* *ScienceDirect, Elsevier BV*, 2017.
- [8] . M. GUARNIERI, *Looking back to electric cars*. In : *2012 Third IEEE HISToRY of ELeCtro-technology CONference (HISTELCON)*. *IEEE.*, 2012, pp. 1-6.
- [9] I. VĂSCAN et . L. SZABÓ, *A Brief History of Electric Vehicles*. *Journal of Computer Science & Control Systems.*, vol. 15, 2022.
- [10] M. NIKOWITZ, *Advanced hybrid and electric vehicles. System Optimization and Vehicle Integration*, Springer., 2016.

Références bibliographiques

- [11] K. L. MAHESWARI, S. KAVITHA et M. KATHIRESH, *Introduction to electric vehicles and hybrid electric vehicles*. In : *E-Mobility: A New Era in Automotive Technology*. Cham : Springer International Publishing., 2021, pp. 1-29.
- [12] C. C. CHAN et K. T. CHAU, *Modern electric vehicle technology*. Oxford University Press, 2001.
- [13] G. MAGGETTO et j. VAN MIERLO, *Electric and electric hybrid vehicle technology : a survey*, 2000.
- [14] K. V. SINGH, H. O. BANSAL et D. SINGH, "A comprehensive review on hybrid electric vehicles: architectures and components". *Journal of Modern Transportation*, 2019, pp. 1-31.
- [15] M. ZERAOULIA, M. E. H. BENBOUZID et D. DIALLO, *Electric motor drive selection issues for HEV propulsion systems: A comparative study*. *IEEE Transactions on Vehicular technology*, vol. 55, 2006, pp. 1756-1764.
- [16] K. YOUNG, C. WANG et L. Y. WANG, *Electric vehicle battery technologies*. In : *Electric vehicle integration into modern power networks*. New York, NY : Springer New York,, 2012, pp. 15-56.
- [17] G. PREVIATI, G. MASTINU et M. GOBBI, *Thermal Management of Electrified Vehicles—A Review*. *Energies*, vol. 15, 2022, p. 1326.
- [18] A. A. PESARAN, *Battery thermal management in EV and HEVs: issues and solutions*. *Battery Man*, vol. 43, 2001, pp. 34-49.
- [19] P. JOSHI et A. S. UGALE, *Overview of transmission system for the electric vehicle*. *IRJET ISO 9001:2008 Certified Journal*, vol. 7, 2020, pp. 910-913.
- [20] A. CHANDER, M. KUMAR et S. NAMBIAR, *Design and study of transmission system for electric vehicles*. *International Journal of Engineering Science*, vol. 16512, 2018.
- [21] B. Halvorson, *Green Car Reports sur le Retrofit des voitures électriques*. [consulté le 05/06/2023] Disponible sur : https://www.greencarreports.com/news/1100703_conversion-electric-cars-are-diy-evs-on-a-budget-but-caution-advised, 8 août 2016.

Références bibliographiques

- [22] «Norme WLTP : définition, impact et différences.ENGIE Mobilité Verte.[consulté le 16/04/2023] Disponible sur : <https://mobiliteverte.engie.fr/conseils-et-actualites/vehicule-electrique/norme-wltp-definition-impact-differences.html>,» [En ligne].
- [23] I. MIRI, A. FOTOUHI et . N. EWIN, "*Electric vehicle energy consumption modelling and estimation-A case study*". *International Journal of Energy Researchp.*, vol. 45, 2021, pp. 501-520.
- [24] C. HAZARD, *Memotech : dessin technique*. Casteill., 2012.
- [25] G. STOICA et B. LEDUC, *Méthodologie de calcul et de conception d'un REDUCTEUR d'engrenage cylindrique ou conique*. niversité POLITEHNICA de Bucarest. Université Libre de Bruxelles., 2009.
- [26] HENRIOT et G. HENRIOT, *Denture normale. Denture déportée. Techniques de l'Ingénieur.*, 2002.
- [27] G. HENRIOT, *Engrenages: Conception. Febrication. mise en oeuvre*. Dunod, Paris., 8 éd.
- [28] A. BELHOCINE , *THERMOMECANIQUE DES DISQUES DE FREIN Application du Code de Calcul ANSYS v11.0*. Génie mécanique. Oran; Université des Sciences et de la Technologie.
- [29] *Plaquettes de frein : fonctionnement, entretien et prix*. Vroomly. [consulté le 22/05/2023] Disponible sur : <https://www.vroomly.com/blog/plaquettes-de-frein-fonctionnement-entretien/#titre-1>, 2023.
- [30] T. J. MACKIN, S. C. NOE, K. J. BALL et B. C. BEDELL, "*Thermal cracking in disc brakes*"*Department of Mechanical and Industrial Engeneering,The university of Illinois at Urbana –Champaign.USA September 2000..*
- [31] S. M. SAVARESI, C. POUSSOT-VASSAL , C. SPELTA , O. SENAME et L. DUGARD , *Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles*, Oxford, UK: Elsevier Ltd., 2010.
- [32] L. GHRISSI, *Modélisation d'une suspension active d'un véhicule roulant.*, 2017.

Références bibliographiques

- [33] F. BENGATLAN, M. B. BENSID et L. BECHKA, *Commande du système de suspension d'un véhicule.*, 2017.
- [34] . A. ALLARD et L. CASTAIGNEDE, *Retrofit study. Conditions required for an economic, safe and environmentally beneficial retrofit-Synthesis of the study.*.
- [35] *Legacy EV.* <https://legacyev.com/>.