



Mise en garde

La bibliothèque du Cégep de l'Abitibi-Témiscamingue et de l'Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue (UQAT) a obtenu l'autorisation de l'auteur de ce document afin de diffuser, dans un but non lucratif, une copie de son œuvre dans [Depositum](#), site d'archives numériques, gratuit et accessible à tous. L'auteur conserve néanmoins ses droits de propriété intellectuelle, dont son droit d'auteur, sur cette œuvre.

Warning

The library of the Cégep de l'Abitibi-Témiscamingue and the Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue (UQAT) obtained the permission of the author to use a copy of this document for nonprofit purposes in order to put it in the open archives [Depositum](#), which is free and accessible to all. The author retains ownership of the copyright on this document.

UNIVERSITÉ DE QUÉBEC EN ABITIBI-TÉMISCAMINGUE
ÉCOLE DE GÉNIE

**Modélisation et simulation par la méthode des éléments finis
du comportement des engrenages de type
bio-composites**

MÉMOIRE PRÉSENTÉ COMME EXIGENCE PARTIELLE
DE LA MAÎTRISE EN INGÉNIERIE

PAR
FELLAG YOUNES

AOÛT 2025

DÉDICACE

Je dédie ce mémoire à mon père Djamal, à ma mère Saliha, à mon frère et mes sœurs, qui m'ont encouragé tout le long de mes études. Malgré que vous soyez de l'autre côté de la mer, vous êtes toujours près de moi.

REMERCIEMENTS

Ce mémoire a été possible grâce au soutien et à l'accompagnement de l'université du Québec en Abitibi-Témiscamingue.

J'adresse mes remerciements les plus vifs à mon directeur de recherche, le professeur Fouad Erchiqui, pour son encadrement précieux, ses conseils avisés et sa disponibilité tout au long de ce projet.

Je remercie également les membres du jury, notamment le Professeur Tahar Tafticht qui a accepté de présider le jury de ma soutenance, ainsi que le Professeur Guyh Dituba Ngoma pour avoir accepté d'évaluer mon mémoire.

Je présente mes remerciements à l'ensemble du personnel administratif et technique de l'école de génie, et à mes professeurs pour leurs enseignements, et leur encouragement m'ont permis de développer mes connaissances et de mener ce mémoire à terme avec rigueur et confiance.

Finalement, je remercie profondément toute ma famille, dont le soutien constant et les encouragements ont été une source précieuse de motivation tout au long de ce parcours, ainsi que toutes les personnes qui, de près ou de loin, ont contribué à la concrétisation de ce travail, que ce soit par leur aide, leurs suggestions ou simplement par leur soutien moral.

RÉSUMÉ

Les entreprises et les chercheurs sont encouragés par les gouvernements et les organismes environnementaux à travers le monde à développer des matériaux bio-composites, alternatifs aux matériaux conventionnels à base de pétrole. Cela, grâce à la sensibilisation du public à l'environnement, au changement climatique et aux ressources limitées de combustibles fossiles. Les composites bois-polymère sont des matériaux bio-composites qui combinent des fibres de bois avec des polymères pour créer un matériau écologique ou semi-écologique. L'évolution d'utilisation d'engrenages en polymère pour la transmission du mouvement se développe, il est généralisé dans la plupart des appareils de la vie quotidienne. En effet, la nature viscoélastique des matériaux plastiques et de leurs composites entraîne un changement considérable de leurs propriétés avec l'évolution de la température, et ceci affecte l'endommagement des engrenages de ces matériaux. C'est dans ce cadre que le présent travail s'inscrit et il concerne une investigation sur le potentiel d'utilisation des engrenages à base d'un thermoplastique (HDPE) et des renforts en bois. Pour cela, nous visons une étude comparative des propriétés de différents bio-composites pour des applications en engrenages de petites et moyennes dimensions. Chaque type d'engrenage diffère par la concentration de la matière bio-composite HDPE-bois. Les résultats attendus pourront sélectionner un modèle d'engrenage HDPE-bois qui pourra remplacer à l'avenir les engrenages traditionnels.

ABSTRACT

Companies and researchers are being encouraged by governments and environmental organizations around the world to develop bio-composite materials as alternatives to conventional petroleum-based materials. This is due to public awareness about the environment, climate change, and limited fossil fuel resources. Wood-polymer composites are bio-composite materials that combine wood fibers with polymers to create an environmentally friendly or semi-environmentally friendly material. The use of polymer gears for motion transmission is growing and is widespread in most everyday devices. Indeed, the viscoelastic nature of plastic materials and their composites leads to a considerable change in their properties with temperature changes, and this affects the damage to the gears of these materials. It is in this context that the present work is part of and concerns an investigation on the potential use of gears based on a thermoplastic (HDPE) and wood reinforcements. For this, we aim at a comparative study of the properties of different bio-composites for applications in small and medium-sized gears. Each type of gear differs by the concentration of the HDPE-wood bio-composite material. The expected results will be able to select a HDPE-wood gear model that can replace traditional gears in the future.

Table des matières

RÉSUMÉ.....	v
ABSTRACT	vi
DÉDICACE.....	iii
REMERCIEMENTS	iv
Chapitre I : Introduction	1
I.1 Contexte et problématique	1
I.2 Objectif de la recherche	3
I.3 Hypothèses de la recherche	3
Chapitre II : Revue de littérature	4
II.1 Définition de bio-fibre et de bio-composite	4
II.1.1 Fibres naturelles	4
II.1.2 Matrices polymère	7
II.1.3 Composites bois-polymères	10
II.2 Généralité sur les engrenages	13
II.2.1 Introduction.....	13
II.2.2 Dents des engrenages.....	14
II.2.3 Étude de contact des engrenages	18
II.2.4 Engrenages en polymères	27
II.2.4.1 Usure des engrenages en polymères	28
II.2.4.2 Fatigue des engrenages en polymères	30
Chapitre III : Méthodologie de simulation	32
III.1 Introduction.....	32
III.2 Création de Modèle CAO et assemblage.....	32
III.2.1 Création d'une roue denté.....	32
III.2.2 Assemblage.....	35
III.3 Simulation.....	35
III.3.1 Application des matériaux	36
III.3.2 Application des interactions.....	37
III.3.3 Application des chargements externes	38
III.3.4 Maillage de la géométrie	39
Chapitre IV : Résultats et discussion	41
IV.1 Introduction	41
IV.2 Résultats de simulation des engrenages avec des dimensions moyennes.....	42

IV.2.1 Résultats des contraintes de Von Mises	42
IV.2.2 Résultats des déplacements	46
IV.2.3 Résultats des déformations	50
IV.3 Résultats de simulation des engrenages de petites dimensions.....	55
IV.4 Comparaison les résultats des engrenages de petites et moyennes dimensions	57
IV.5 Comparaison des résultats de simulation avec les résultats de la littérature.....	58
Chapitre V : Conclusion et perspectives	62
V.1 Conclusion	62
V.2 Perspectives	63
References	64

LISTE DES FIGURES :

Figure I.1: Bris thermique d'un engrenage en polymère	2
Figure II.1: Classification des fibres naturelles.	4
Figure II.2 : Structure chimique de la cellulose.....	6
Figure II.3 : Structure des thermoplastiques amorphes.....	8
Figure II.4 : Structure des thermoplastiques semi-cristallin	8
Figure II.5 : Structure des thermodurcissables amorphes	9
Figure II.6 : Structure des thermodurcissables semi-cristallins.....	9
Figure II.7 : Diagramme contrainte-déformation du composite PEBD/bois et sa matrice thermoplastique (PEBD) seule [22].	10
Figure II.8 : Profil des dents d'un engrenage	14
Figure II.9 : Les types des dents d'engrenage les plus utilisés.	16
Figure II.10: Dents d'un engrenage en action [34].....	19
Figure II.11: Détermination géométrique de HPSTC et LPSTC.....	19
Figure II.12: Cylindres parallèles en contact	22
Figure II.13: Point de contact entre deux dents d'engrenage.....	23
Figure II.14: Les vecteurs de forces dans un point de contact des dents d'un engrenage	25
Figure II.15: Des jauges de déformation placées en racine des dents d'un engrenage.....	26
Figure II.16: Schémas mécaniques d'un banc d'essai des engrenages [41]	27
Figure II.17 : Usure des dents d'un engrenage en polymère [43].	28
Figure II.18 : Exemples typiques de défaillance par fatigue de contact d'engrenages en polymère incluent les fissures de flanc de dent (a) et la fracture de flanc de dent (b) pendant les essais [45].	30
Figure III.1: La roue brute en 3D.....	32
Figure III.2: La roue en 3D perçue et fraisée.	33
Figure III.3: Création de flanc des dents.	33
Figure III.4: Répétition circulaire des dents.	34
Figure III.5: Roue dentée à denture droite	34

Figure III.6: L'engrenage droite	35
Figure III.7: Application des interactions sur l'engrenage.....	37
Figure III.8: Application des chargements externes sur l'engrenage.	38
Figure III.9: Maillage de la géométrie	39
Figure III.10: Élément volumique linéaire	40
Figure III.11: Éléments volumique parabolique.....	40
Figure IV.1: Contraintes de Von Mises d'engrenage 100%HDPE.....	42
Figure IV.2: Répartition des contraintes de Von Mises	43
Figure IV.3: Distribution des contraintes de Von Mises dans une portion d'engrenage 100%HDPE.....	44
Figure IV.4 : Contraintes de Von Mises d'engrenage 70%HDPE-30% bois	45
Figure IV.5: Contraintes de Von Mises d'engrenage 60%HDPE-40% bois	45
Figure IV.6: Répartition des déplacements résultant sur les dents d'un engrenage.....	47
Figure IV.7: Distribution des déplacements résultant (URES) sur une portion d'un engrenage en 60%HDPE-40%bois	47
Figure IV.8 : Déplacements résultant d'engrenage 100%HDPE	48
Figure IV.9 : Déplacements résultant d'engrenage 70%HDPE-30% bois	48
Figure IV.10: Déplacements résultant d'engrenage 60%HDPE-40% bois	49
Figure IV.11 : Répartition des déformations sur les dents d'un engrenage	51
Figure IV.12 : Distribution des déformations (ESTRN) dans une dans une portion d'un engrenage en 60% HDPE–40% bois.	52
Figure IV.13: Résultats des déformations d'engrenage 100%HDPE.....	53
Figure IV.14: Résultats des déformations d'engrenage 70%HDPE-30% bois.....	53
Figure IV.15: Résultats des déformations d'engrenage 60%HDPE-40% bois.....	54
Figure IV.16: Résultats et distribution des contraintes de Von Mise sur les engrenages 100%HDPE et 60%HDPE-40%bois	59
Figure IV.17: Résultats et distribution des déplacements	60

LISTE DES TABLEAUX

Tableau II.1: Propriétés physiques et mécaniques de quelques fibres naturelles [12],[13].	5
Tableau II.2: Comparaison des propriétés mécaniques du bois [17].	6
Tableau II.3 : Propriétés de traction des échantillons d'un composites bois-polymères [25].	12
Tableau II.4 : Facteurs des contraintes de contact des engrenages.....	21
Tableau III.1: Propriétés des matériaux des modèles d'engrenages [9], [10], [11].	36
Tableau IV.1 : Résultats des contraintes de Von Mises d'engrenage 100%HDPE	43
Tableau IV.2 : Résultats des contraintes de Von Mises des engrenages en HDPE renforcé.....	46
Tableau IV.3 : Résultats des déplacements des engrenages HDPE pur et HDPE renforcé	49
Tableau IV.4 : Résultats des déformations des engrenages HDPE pur et HDPE renforcé	54
Tableau IV.5 : Résultats des contraintes de Von Mises des engrenages (De=20 mm et e=2 mm) HDPE pur et HDPE renforcé.....	56
Tableau IV.6 : Résultats des déplacements des engrenages(De=20 mm et e=2 mm) HDPE pur et HDPE renforcé.....	56
Tableau IV.7 : Résultats des déformations des engrenages (De=20 mm et e=2 mm) HDPE pur et HDPE renforcés	57
Tableau IV.8 : Résultats des contraintes de Von Mises et des contrainte de la littérature, des engrenages 100%HDPE et 60%HDPE-40%bois	59
Tableau IV.9 : Résultats des déplacements de simulation et des déplacements de la littérature, des engrenages 100%HDPE et 60%HDPE-40%bois	60

LISTE DES SYMBOLES

SYMBOLES	DÉFINITION	UNITÉS
$\sigma_{H_{droit}}$	Contrainte de contact d'une paire d'engrenages droits	MPa
$\sigma_{H_{hélicoïdale}}$	Contraintes de contact des engrenages hélicoïdaux	MPa
σ_o	Contrainte de contact maximale au milieu	MPa
σ_{oc}	Contrainte de contact maximale à la surface chargée	MPa
μ	Coefficient de frottement	-
C	Couple moteur	N.m
ε	Déformation	-
De	Diamètre de tête	mm
e	Épaisseur	mm
<i>l</i>	Longueur de la ligne de contact	mm
m	Module de la denture	mm
Pb	Pas du cercle de base	-
E	module d'élasticité ou module de Young	MPa
τ	Rapport de transmission	-

LISTE DES ABRÉVIATIONS

ACRONYME	FRANÇAIS	ANGLAIS
AGMA	Association américaine des fabricants d'engrenages American	Gear Manufacturers Association
CAO	Conception Assistée par Ordinateur	Computer Aided Design
WPC	Composites à fibres de bois	Wood-Plastic Composites
HPSTC	Décalage des profils de denture vers le haut	High Profile Shift Tooth Contact
LPSTC	Décalage des profils de denture vers le bas	Low Profile Shift Tooth Contact
ISO	Organisation internationale de normalisation	International Organization for Standardization
ANSI	Institut national américain de normalisation	National Standards Institute
MEF	Méthode des éléments finis	Finis finite element method
MAPE	Maléate de Polyéthylène	Maleated Polyethylene
POM	Polyoxyméthylène	Polyoxymethylene
PEEK	Polyétheréthercétone	Polyether ether ketone
PP	Polypropylène	Polypropylene
HDPE	Polyéthylène à haute densité	High density polyethylene
EFB	Régimes de fruits vides	Empty Fruit Bunch

Chapitre I : Introduction

I.1 Contexte et problématique :

L'utilisation de nouveaux matériaux bio-composites pour la fabrication des différents produits devient une initiative importante afin de réduire l'usage de matières pétrolières polluantes, et ce sont également des matériaux renouvelables. Il est très important de réduire l'utilisation des déchets polluants que nous utilisons dans notre vie quotidienne tels que les sacs d'épicerie, les matériaux d'emballage, les bouteilles en plastique, etc. Ces composites fabriqués à partir de fibres et de différents types de matrices polymériques constituent une importante classe de bioproduits se caractérisant par de nombreuses possibilités d'applications. Car ils offrent des opportunités intéressantes pour combiner différentes propriétés physiques et mécaniques ainsi qu'un faible coût de production.

Les fibres de bois ont été les premières fibres naturelles utilisées comme renfort dans des résines thermoplastiques ou thermodurcissables, puisqu'elles présentent plusieurs avantages tels que de bonnes propriétés de résistance et de dureté. Le marché mondial des composites de fibres naturelles a atteint 2,1 milliards USD en 2010 [1]. L'Indonésie et la Malaisie ont un potentiel très élevé en bioressource, De 2013 à 2015, la production indonésienne de coton, de ramie, d'abaca et d'ananas a atteint 1,8 million de tonnes par an. La Malaisie, comme l'Indonésie, possède une forte teneur en fibres naturelles [2].

L'utilisation des engrenages en plastique pour la transmission du mouvement augmente de plus en plus. Ceci grâce à leurs nombreux avantages dans certaines applications par rapport aux engrenages métalliques tels que : la réduction du poids, la réduction du niveau sonore, la résistance à la corrosion, la facilité de production en série, des coefficients de frottement inférieurs et la capacité de fonctionnement sans lubrification externe [3]. Mais les polymères utilisés pour la production de ces engrenages sont chers et ils posent des problèmes de durabilité et de pollution.

Les engrenages métalliques restent très utilisés, principalement pour leur résistance mécanique et thermique ainsi que leur capacité à dissiper la chaleur générée durant la phase d'engrènement [4]. Il existe quatre modes de défaillance très typiques dans les engrenages en polymère : l'usure, les piquûres, les fissures de racine et de pas, alors que des défaillances similaires peuvent se produire dans les engrenages en métal. Les mécanismes de défaillance sous-jacents dans les engrenages en polymère sont dominés par des facteurs thermiques, ce n'est pas le cas des engrenages en métal [5].



Figure I.1: Bris thermique d'un engrenage en polymère

Les polymères ont des propriétés mécaniques et thermiques plus faibles par rapport aux matériaux métalliques. Les polymères thermoplastiques, à titre d'exemple, possèdent des propriétés mécaniques qui sont en grande partie dépendantes de leur état thermique. Ils présentent une température distincte dont les propriétés mécaniques se perdent brutalement avant de subir une transformation rapide vers un état liquide [6].

D'autres causes des défaillances des engrenages en polymère peuvent être variées en fonction des conditions de fonctionnement, qui définissent à leur tour les charges agissantes, la géométrie des engrenages, l'association des matériaux et le type de lubrification choisi [7].

I.2 Objectif de la recherche :

L'objectif général de ce projet de recherche est la caractérisation numérique du comportement des engrenages en bio-composites à base de HDPE et des fibres de bois.

Les objectifs principaux de ce projet sont :

- Caractériser les propriétés mécaniques d'une famille d'engrenages en bio-composites à base de HDPE et de fibre de bois, en fonction de la concentration massique des fibres (HDPE vierge, HDPE-30 % bois et HDPE- 40 % de bois).
- Étudier l'effet de la vitesse, du couple et de la friction sur la réponse des engrenages de petites et moyennes dimensions.
- Analyser l'influence de la taille des engrenages sur leur sensibilité aux charges mécaniques et leur performance structurelle.

I.3 Hypothèses de la recherche :

Les propriétés des bio-composites peuvent être adaptées à différents types d'applications grâce à une sélection appropriée de fibres, de matrices et des méthodes de fabrication. Pour obtenir des engranges bio-composite efficaces, la solution c'est la caractérisation de la matière polymère fonctionnelle. Sinon, il est alors important d'améliorer les propriétés élastiques du matériau composite avec l'augmentation du taux des fibres [8].

Ce projet s'appuie sur cinq hypothèses :

- Les composites à fibres de bois présentent des qualités mécaniques intéressantes, ils peuvent concurrencer les matériaux non dégradables dans plusieurs domaines d'application [6].
- Le comportement des pièces fabriquées à base de bio-composite possède des propriétés mécaniques plus intéressantes que ceux à base des polymères.
- Le coût de la fabrication des bio-composites est moins cher que ceux des polymères techniques.
- Les bio-composites sont isotropes et homogènes.
- Les propriétés utilisées dans l'analyse sont fournies par des laboratoires obtenus à L'UQAT à une température ambiante.

Chapitre II : Revue de littérature

II.1 Définition de bio-fibre et de bio-composite :

II.1.1 Fibres naturelles :

Les fibres sont une classe de matériaux ressemblant à des cheveux qui sont des filaments continus ou des morceaux allongés discrets, semblables à des morceaux de fil. Ils peuvent être filés en filaments, en fil ou en corde. Ils peuvent être utilisés comme composant de matériaux composites. Ils peuvent également être transformés en feuilles pour fabriquer des produits tels que du papier ou du feutre. Les fibres sont de deux types : les fibres naturelles et les fibres synthétiques ou artificielles [9].

Les fibres naturelles comprennent celles fabriquées à partir de sources végétales, animales et minérales, utilisées par l'homme depuis des milliers d'années [10]. Ces dernières années, les fibres naturelles sont utilisées pour fabriquer des matériaux composites dans plusieurs domaines subdivisés selon leurs origines. La figure II.1 présente la classification des fibres naturelles.

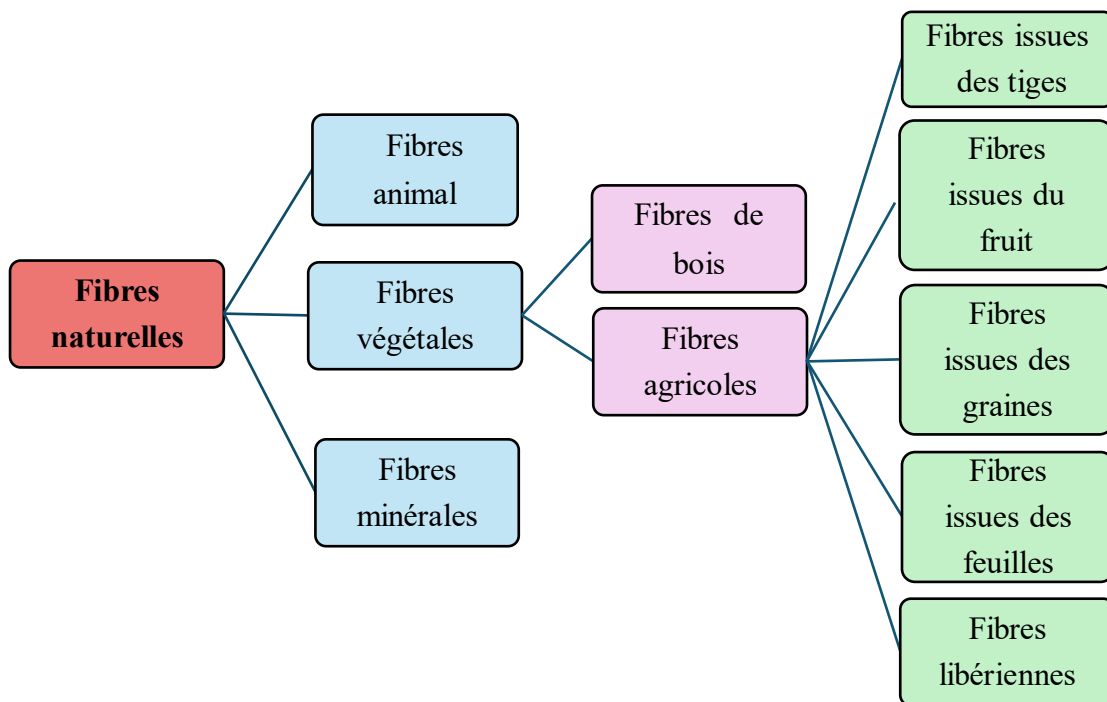


Figure II.1: Classification des fibres naturelles.

Les fibres végétales sont composées de cellulose tandis que les fibres animales sont constituées de protéines (poils, soie et laine). L'utilisation de fibres végétales techniques dans le domaine des matériaux est conditionnée par leur capacité à amener des fonctions différentes, dans le respect du cahier des charges des industriels d'application grâce à des nombreux avantages tels que la légèreté, la biodégradabilité, la performance mécanique, la propriété d'isolation thermique et phonique, la capacité à amortir les vibrations et l'origine en tant que matière renouvelable [11], [12].

Dans la plupart des cas, les fibres végétales sont utilisées en raison de leurs propriétés mécaniques qui leur confèrent la résistance et la flexibilité. Les propriétés physiques et mécaniques de quelques fibres naturelles sont résumées dans le tableau II.1 :

Fibres	Densité (g cm³)	Diamètre (μm)	Résistance à la traction (MPa)	Module de Young (GPa)	Allongement à la rupture (%)
Lin	1,5	40–600	345–1500	27.6	2,7–3,2
Chanvre	1,47	25–500	690	70	1.6
Jute	1,3–1,49	25–200	393–800	13–26,5	1,16–1,5
Sisal	1,45	50–200	468–700	9.4–22	3–7
Palmier à huile EFB	0,7–1,55	150–500	248	3.2	25
Coton	1,5–1,6	12–38	287–800	5,5–12,6	7–8
Coco	1,15–1,46	100–460	131–220	4–6	15–40

Tableau II.1: Propriétés physiques et mécaniques de quelques fibres naturelles [12], [13].

Le bois est un tissu végétal rigide, constitué principalement de trois polymères majeurs : la cellulose, l'hémicellulose et la lignine. Particulièrement performants d'un point de vue mécanique, c'est ce qui a permis aux arbres d'atteindre des records de taille et de longévité dans le monde vivant.

Contrairement aux autres composants des fibres qui ont une structure amorphe, la cellulose a principalement une structure cristalline. Les chaînes de cellulose (figure II.2) sont réunies en microfibrilles disposées en plusieurs couches [14], [15].

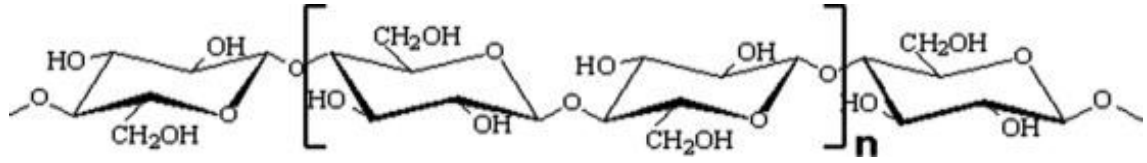


Figure II.2 : Structure chimique de la cellulose [15].

Le bois est un matériau d'ingénierie de bon marché et couramment utilisé. De part sa nature, il contient des quantités importantes d'eau et peut être classé structurellement comme un solide poreux humide dans son état primaire [16]. Le tableau II.2 explique une comparaison des propriétés mécaniques du bois.

Propriétés		Bouleau blanc	Peuplier faux-tremble	Bouleau jaune	Frêne blanc
Flexion statique	Module de d'élasticité (GPa)	12.9	11.2	14.1	12.8
	Module de rupture (MPa)	94.8	67.5	106.2	107.9
Compression parallèle	Module de d'élasticité (GPa)	13.4	12.7	15.7	13.5
	Contrainte maximale (GPa)	44.7	36.3	52.1	49.7
Compression perpendiculaire (MPa)		6.9	3.5	7.2	10.0
Énergie de déformation (kJ/m ³)		1.43	0.71	1.43	1.58
Dureté Janka à 12% d'humidité (N)		4320	2140	5920	7050

Tableau II.2: Comparaison des propriétés mécaniques du bois [17].

Les fibres de bois peuvent être obtenues à partir du bois brut par différents procédés, chacun adapté à des usages spécifiques. La fibre de bois est utilisée depuis longtemps par les papeteries.

Les débouchés classiques sont les papiers à usage graphique, les papiers d'emballage et de conditionnement, les papiers à usage domestique et sanitaire, ainsi que les papiers à usage industriel et papiers spéciaux [18].

Ces dernières années, la fibre de bois est utilisée par l'industrie du plastique comme matériau de remplissage peu coûteux pour augmenter la résistance et la rigidité du thermoplastique et réduire les coûts des matières premières. Une teneur élevée des fibres de bois sur les agents de couplage améliore les interactions entre le bois et les composants thermoplastiques pour développer un composite bois-plastique (WPC) offrant des propriétés de matériaux synergiques [19].

II.1.2 Matrices polymère :

Dans un matériau composite, une matrice est une matière servant de liant ainsi qu'à transférer les efforts au renfort (fibres, billes...), qui est plus rigide et plus résistant. En revanche, la matrice dans un matériau composite a quatre rôles : la mise en place des fibres ensemble, le transfert de charge entre les fibres, la protection des fibres et la protection contre les attaques de l'environnement. Les propriétés en compression des fibres étant extrêmement mauvaises, la matrice a un rôle très important en empêchant le flambement.

Les matrices peuvent être céramiques, métalliques ou encore polymères. La matrice polymère est particulièrement populaire pour sa faisabilité, sa légèreté et sa haute résistance. La matrice polymère est obtenue par polymérisation de composés organiques tels que : les résines époxy (dans le domaine aéronautique principalement), les polyesters et polyvinyl-esters (très utilisés dans l'automobile, les bateaux, les applications électriques), les polyimides (pour des matériaux à haute résistance thermique). Le polycarbonate, le polyéthylène ou les polyéthercétone. Le choix de la matrice sera fait en fonction des conditions d'utilisation du matériau (résistance chimique, température d'utilisation, résistance aux chocs...) et de la tolérance sur la pièce [20], [21]. La matrice polymère est divisée en quatre catégories :

- **Les thermoplastiques amorphes :**

Sont des polymères qui, à l'état solide, ont leurs chaînes polymériques disposées de manière aléatoire (figure II.3) et peuvent être comparés à un plat de spaghettis, ce qui leur confère une transparence ou une translucidité.

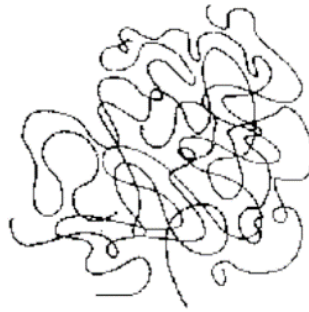


Figure II.3 : Structure des thermoplastiques amorphes.

- **Les thermoplastiques semi-cristallin :**

Sont des polymères qui présentent à la fois des régions cristallines et des régions amorphes dans leur structure moléculaire (figure II.4). Cette structure cristalline confère généralement aux thermoplastiques semi-cristallins des propriétés mécaniques améliorées par rapport aux polymères entièrement amorphes.

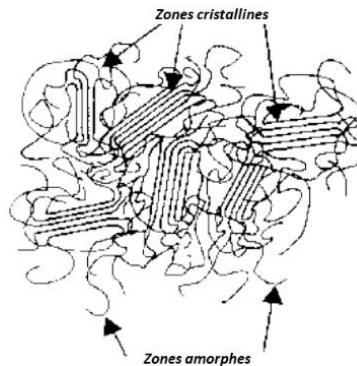


Figure II.4 : Structure des thermoplastiques semi-cristallin.

- **Les thermodurcissables amorphes :**

Sont des polymères dont les chaînes polymériques disposées de manière aléatoire ou désordonnée, ce qui leur donne une structure amorphe (figure II.5). Ces polymères subissent une réticulation chimique lors de leur durcissement, formant une structure tridimensionnelle.

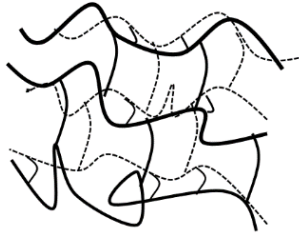


Figure II.5 : Structure des thermodurcissables amorphes

- **Les thermodurcissables semi-cristallins :**

C'est une catégorie spécifique des polymères thermodurcissables, possède des zones où les chaînes polymériques s'organisent de manière ordonnée, formant des structures cristallines, ainsi que des zones où les chaînes sont désordonnées, formant des régions amorphes (figure II.6).

Cette combinaison de régions cristallines et amorphes confère aux thermodurcissables semi-cristallins des propriétés uniques, comparables à celles de quelques aciers.

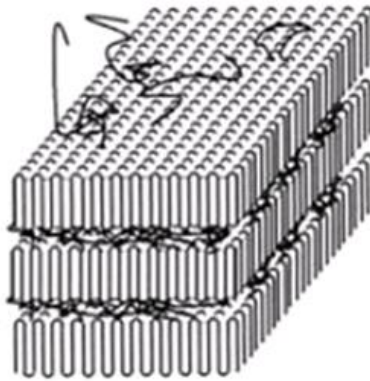


Figure II.6 : Structure des thermodurcissables semi-cristallins.

II.1.3 Composites bois-polymères :

Les composites bois-polymères sont des matériaux bio-composites qui combinent des fibres de bois avec des polymères pour créer un matériau durable et respectueux de l'environnement. Ces composites sont utilisés principalement dans la construction résidentielle et industrielle, le secteur de l'automobile, les équipements et l'infrastructure municipale et marine, et les produits industriels. Le secteur d'utilisation le plus important des composites bois-polymère reste le secteur de la construction résidentielle pour des applications comme les clôtures, les patios, les façades, les revêtements muraux extérieurs, les cadres et les composants de portes et fenêtres, etc. [17].

La figure II.7 montre un diagramme de contrainte-déformation dans un test de compression comparant le composite bois-polymère PEBD/bois et sa matrice thermoplastique (PEBD) seule [22].

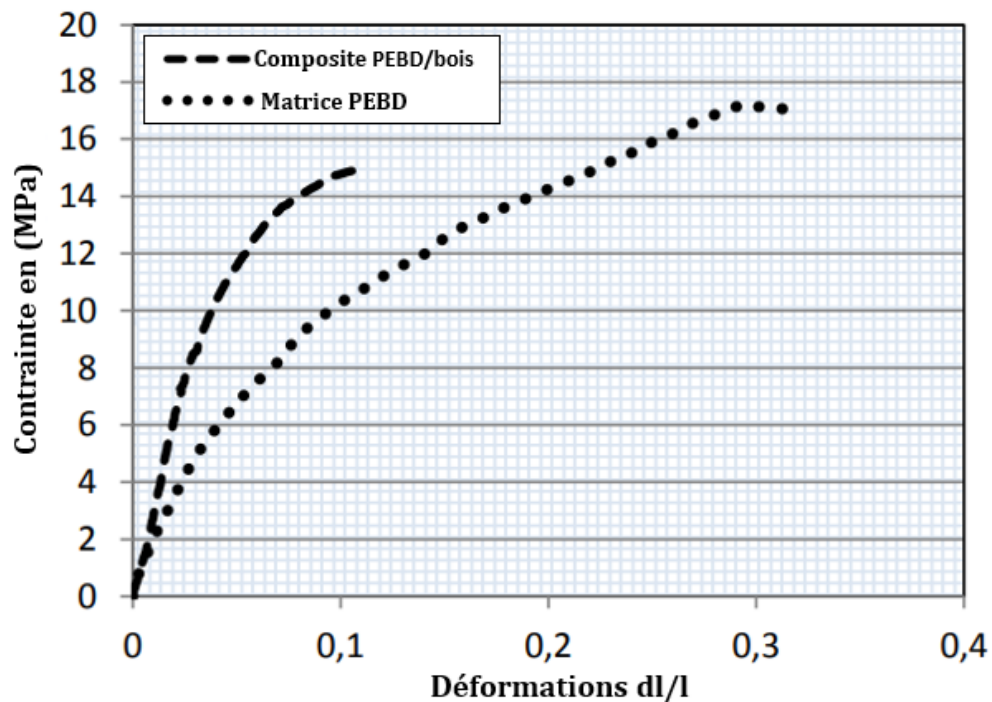


Figure II.7 : Diagramme contrainte-déformation du composite PEBD/bois et sa matrice thermoplastique (PEBD) seule [22].

Le bio-composite bois-polymère PEBD/bois présente une contrainte en compression plus élevée que la matrice seule PEBD. Cela indique que l'ajout de fibres de bois améliore la rigidité et la résistance mécanique du matériau.

Il existe de nombreux polymères, de nombreux types de bois et plusieurs façons de les associer ensemble avec ou sans modification de l'interface. Cette diversité se retrouve aussi dans la littérature au niveau du choix des caractéristiques mesurées et des méthodes employées. Chaque composite présente une constitution propre, un objectif de performance propre, et par conséquent il n'est pas toujours aisé de les comparer [23].

L'adhésion interrassiale entre la fibre de bois et la matrice polymère joue un rôle important dans la détermination des performances de composite bois-polymère [24]. L'efficacité de renforcement des fibres naturelles dépend surtout de la capacité de transférer l'effort de la matrice polymère aux fibres. Le traitement des fibres naturelles et certains additifs utilisés dans le composite assurent la modification de la tension à l'interface et l'augmentation des propriétés mécaniques. La plupart des études se réfèrent à la modification de l'interface dans les composites bois-polymère [25]. Les diverses techniques de modification essayées peuvent être divisées en deux méthodes :

- **Les méthodes de modification physiques :**

Les méthodes physiques telles que le calandrage, l'étirement, les traitements thermiques induisent un changement des propriétés structurales et surfaciques de la fibre cellulosique ou de la matrice thermoplastique. Les agents dispersifs et d'autres additifs sont largement utilisés dans les composites à base de bois parce qu'ils agissent sur les propriétés de la surface des composants en déterminant la modification de la tension à l'interface.

- **Les méthodes de modification chimiques :**

La modification de la surface par des méthodes chimiques a permis le couplage entre les fibres cellulosiques fortement hydrophiles et les polymères hydrophobes. Plusieurs méthodes ont été essayées, les techniques de couplage chimique qui assurent la formation de ponts chimiques entre les fibres cellulosiques et le polymère

thermoplastique sont les plus importantes. L'utilisation des agents de couplage inorganiques et organiques, permet de former des copolymères greffés à l'interface.

Le tableau II.3 explique l'amélioration des propriétés de traction des échantillons d'un composite bois-polymère en diminuant le caractère hydrophile du bois de pin jaune du Sud, par l'extraction de l'hémicellulose à l'aide de l'eau chaude à trois températures différentes : 140, 155 et 170 °C, avec et sans agent de couplage [26].

	Échantillons sans MAPP			Échantillons avec MAPP		
Température d'extraction (°C)	Résistance à la traction (MPa)	Module de traction (MPa)	Déformation à charge maximale (%)	Résistance à la traction (MPa)	Module de traction (MPa)	Déformation à charge maximale (%)
Contrôle	23,7	4408	0,82	33,8	4505	1.03
140	24.1	4409	0,88	34.3	4640	1.21
155	25.6	4474	1.02	34,6	4900	1.17
170	26,9	4404	1,35	39.2	5363	1,48

Tableau II.3 : Propriétés de traction des échantillons d'un composites bois-polymères [26].

La résistance à la traction s'est significativement améliorée avec l'amélioration de l'extraction de l'hémicellulose dans tous les échantillons. Comme prévu, l'ajout de l'agent de couplage (MAPP) a amélioré la résistance à la traction en raison d'une meilleure liaison interfaciale entre la matrice et le bois de pin jaune du Sud.

II.2 Généralité sur les engrenages :

II.2.1 Introduction :

Un engrenage est un système mécanique composé de deux objets reliés par des dentures, servant à la transmission du mouvement de rotation entre elles par contact extérieur. Les engrenages sont présents dans de très nombreuses machines dès lors qu'il faut transmettre, utiliser ou transformer un mouvement de rotation. Ils peuvent avoir des configurations et des tailles variées et un poids allant de quelques grammes dans l'horlogerie à plusieurs tonnes dans l'industrie lourde.

Les roues dentées sont en contact l'une avec l'autre au niveau des dents. C'est la rotation de la première roue qui va entraîner la seconde par obstacle au contact des dents. Lorsqu'un engrenage est composé de plus de 2 roues, on parle de train d'engrenage. Le but principal d'un engrenage est de réduire ou d'augmenter la vitesse de rotation et le couple. La vitesse est inversement proportionnelle au couple [27].

La transmission d'un engrenage se fait avec un très bon rendement énergétique (>95 % sur un engrenage dans des conditions correctes de montage). Le rapport de vitesses obtenu entre l'entrée et la sortie ne dépend que des nombres de dents des roues en contact. Pour des transmissions à grand entraxe, en regard de la dimension des pièces, on préférera une chaîne, une courroie ou une cascade d'engrenages [28].

Il existe plusieurs types d'engrenages, chacun ayant des caractéristiques spécifiques adaptées à différentes applications: Engrenages droits, engrenages hélicoïdaux, engrenages coniques, engrenages à vis sans fin, engrenages planétaires, engrenages à engrenage interne.

Les engrenages fabriqués avec la norme internationale ISO (Organisation internationale de normalisation) présentent l'avantage d'être facilement interchangeables et permettent des possibilités de fabrication plus économiques (conception type, méthodes de calcul normalisées, taillage et contrôle automatisés, équipements standards). Lorsqu'il s'agit d'engrenages pour très grandes séries, les constructeurs s'écartent de ces standards afin d'optimiser les coûts [29].

II.2.2 Dents des engrenages:

Les engrenages réalisent la transmission de puissance entre des corps rigides grâce à l'interaction des dents progressivement en contact. La circonférence sur laquelle le couple d'engrenages dentés est mis en contact est appelée circonférence primitive. La distance entre les centres des cercles primitifs qui composent un couple d'engrenages s'appelle distance de fonctionnement. Les dents doivent permettre de toujours maintenir les deux roues en contact, d'assurer une rotation continue d'une roue par rapport à l'autre et de ne pas bloquer le fonctionnement de l'engrenage.

Les dents peuvent avoir différents types de profils. Les profils les plus répandus ont la forme d'une développante, une courbe obtenue comme une trajectoire d'un point appartenant à une ligne qui roule sans glisser sur une circonférence. Généralement, les dents se développent dans une direction radiale en suivant la surface primitive.

La tête de la dent est définie comme la partie faisant saillie de la surface primitive et comprise entre la circonférence primaire et la circonférence de la tête [30].

II.2.2.1 Profils des dents d'engrenages :

Si l'on veut que le rapport de transmission soit constant tout au long du contact entre deux dents d'un engrenage, de façon à obtenir un fonctionnement doux sans vibrations, la surface courbe du profil de la dent doit avoir une forme géométrique bien définie [31].

Le profil d'une dent (figure II.8) peut être divisé en plusieurs parties :

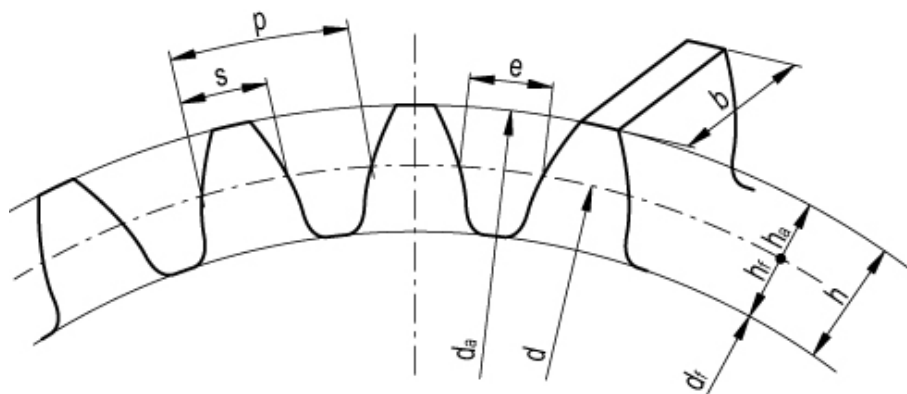


Figure II.8 : Profil des dents d'un engrenage

L'addendum (h_a) est défini comme la distance prise dans la direction radiale entre la circonférence primaire (d), la circonférence de la tête (d_a), le dendum (h_f) qui est défini comme la distance également radiale entre la circonférence primitive, la circonférence de base (d_f) qui délimite la dent inférieure. La somme de ces deux grandeurs constitue la hauteur de la dent (h). Le pas des dents (p) ou module est défini comme la distance entre deux points homologues de deux dents consécutives, mesurée le long de la circonférence primaire. L'espace des dents (e) est la longueur de l'arc d'une circonférence primaire entre deux dents consécutives. L'épaisseur de la dent (s) est la longueur de l'arc de circonférence primaire limitée par une dent. Enfin, la largeur de la dent (b) est définie comme la dimension axiale de la dent.

Pour que deux engrenages dentés, dont le rayon de la primitive est égal à r_1 et r_2 , soient correctement maillés, ils doivent avoir le même pas (p). Le pas des dents est donc lié à la circonférence primaire par la relation suivante :

$$2\pi \cdot r_1 = p \cdot z_1 \quad (\text{II. 1})$$

Et

$$2\pi \cdot r_2 = p \cdot z_2 \quad (\text{II. 2})$$

Où z est le nombre de dents présentes sur l'engrenage. A partir de là, une dimension fondamentale peut être obtenue dans l'utilisation des engrenages dentés, c'est-à-dire le module de la denture (m) :

$$m = \frac{p}{\pi} = \frac{d_1}{z_1} = \frac{d_2}{z_2} \quad (\text{II. 3})$$

Pour que deux engrenages puissent s'entraîner correctement, ils doivent avoir le même pas (p), il en résulte qu'ils doivent également avoir le même module (m).

Le nombre de dents peut être lié au rapport de transmission (τ) par la formule suivante:

$$\tau = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{r_2}{r_1} \quad (\text{II. 4})$$

II.2.2.2 Types des dents d'engrenages:

Les dents des engrenages peuvent avoir différents types de profils en fonction de leur application et des exigences de conception. La figure II.9 montre les types des dents d'engrenages les plus couramment utilisés avec des exemples d'engrenages pour chaque type.

Types des dentures		Exemples d'engrenages		
Denture droite		Engrenages cylindriques		
			pignon/roue	pignon/couronne
		Engrenages Coniques		
Denture hélicoïdale		Engrenages cylindriques		
			Engrenage droit	Engrenage gauche
		Engrenages Coniques		
		Engrenage à Chevrons		
Denture spirale		Engrenages Coniques		

Figure II.9 : Les types des dents d'engrenage les plus utiliser [32].

D'après la figure II.9, les dents les plus utilisées sont :

- **La denture droite :**

La génératrice de forme des dents est une droite parallèle à l'axe de rotation. C'est le type de denture le plus courant. Il est utilisé dans toutes les applications de mécanique générale. C'est ce système qui permet de transmettre le maximum d'effort. Son principal défaut est d'être bruyant.

- **La denture hélicoïdale :**

La génératrice de forme des dents est une ligne hélicoïdale de même axe que l'axe de rotation. Ce type de denture présente l'avantage d'être plus silencieux que la denture droite, en créant moins de vibrations. Les dentures hélicoïdales permettent également d'augmenter la conduite de la transmission, en faisant en sorte que le nombre de dents simultanément en contact devienne constant, ce qui permet de transmettre des efforts plus importants et surtout d'atténuer les vibrations et les bruits de cet effort.

- **La denture à chevrons:**

Une denture à chevrons, ou denture « Citroën », est composée de deux dentures hélicoïdales mises en opposition de manière à annuler l'effort axial. Bien que séduisant du point de vue théorique, en pratique ce type de denture est compliqué, donc cher à réaliser. Les dentures à chevrons ne sont utilisées que dans l'industrie lourde. La plupart du temps, il s'agit de deux engrenages (à hélices contraires) conjugués et non de pignons monoblocs.

- **La denture spirale :**

Les dents spirales sont disposées en suivant une courbe hélicoïdale autour de l'axe de rotation. Cette disposition permet une répartition uniforme de la charge sur les dents et réduit les forces axiales, ce qui peut améliorer la durabilité et l'efficacité de la transmission de puissance. Les engrenages à denture spirale sont couramment utilisés dans les applications où un fonctionnement silencieux et une transmission de puissance précise sont nécessaires, comme dans les boîtes de vitesses automobiles, les turbines et les machines-outils.

II.2.3 Étude de contact des engrenages :

Les dommages qui se produisent sur les flancs des dents des engrenages cylindriques sont un phénomène complexe et dépendent de nombreux facteurs. La cause la plus fréquente de ces dommages est la contrainte de contact élevée des engrenages en prise. Bien que cette pression de contact, en elle-même, ne puisse pas être un critère pour déterminer la durabilité des engrenages, une bonne corrélation a été trouvée entre la pression de contact ou pression de Hertz et les dommages qui se produisent sur le flanc de la dent [33].

II.2.3.1 Rapport de contact des engrenages :

Le rapport de contact est crucial pour garantir un fonctionnement efficace des engrenages. Un rapport de contact approprié garantit que les dents des pignons s'engagent correctement et transmettent le mouvement de manière fluide et précise. Si le rapport de contact est incorrect, des problèmes tels que le glissement des dents, une usure prématurée, un bruit excessif et une perte d'efficacité peuvent survenir. Il est donc essentiel de s'assurer que le rapport de contact soit optimal pour le bon fonctionnement des engrenages.

La figure II.10 montre un engrenage avec la dent du pignon menant en position à gauche qui vient juste d'entrer en contact au point (A) et les deux dents à droite en contact au point S. Notez que le contact commence au point (A), le point de contact le plus élevé sur la dent de l'engrenage où le diamètre extérieur de l'engrenage traverse la ligne d'action et se termine là où le diamètre extérieur du pignon croise la ligne d'action au point (B), le point de contact le plus bas sur l'engrenage [34], [35].

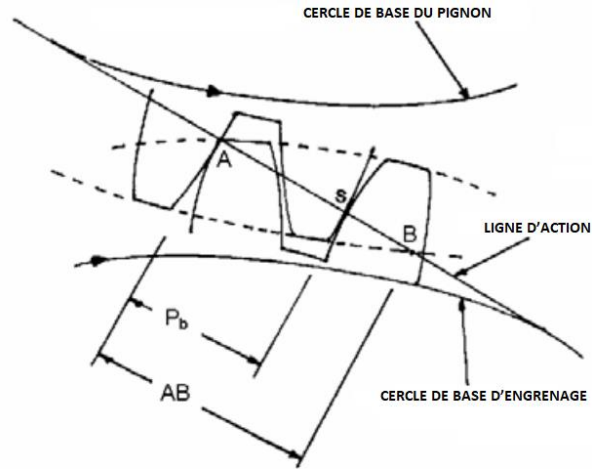


Figure II.10: Dents d'un engrenage en action [35]

Le taux de contact (C_R) est défini comme le nombre moyen de dents en contact en même temps il est calculé à partir de :

$$C_R = \frac{l}{P_b} \quad (\text{II.5})$$

l = est la longueur de la ligne de contact

P_b = le pas du cercle de base

L'équation (II.5) peut s'expliquer par la figure II.11, qui détermine géométriquement le HPSTC (High Profile Shift Tooth Contact), qui indique un décalage des profils de denture vers le haut, et le LPSTC (Low Profile Shift Tooth Contact), qui indique un décalage des profils de denture vers le bas.

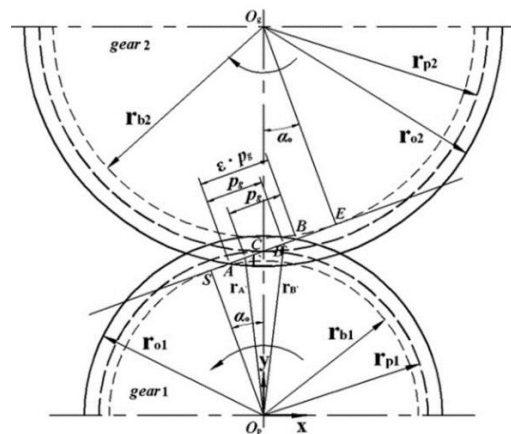


Figure II.11: Détermination géométrique de HPSTC et LPSTC [36].

$$l = \sqrt{r_{o2}^2 - r_{b2}^2} + \sqrt{r_{o1}^2 - r_{b1}^2} - (r_{p1} + r_{p2}) \times \sin a_o \quad (\text{II.6})$$

$$p_b = \pi \times m \times \cos a_o \quad (\text{II.7})$$

Où a_o est l'angle de pression, r_o est le rayon du cercle addendum, r_b est le rayon du cercle de base, r_p est le rayon du cercle primitif, m est le module de la denture.

II.2.3.2 Contraintes de contact des engrenages :

0

- Les formules des contraintes basées sur les normes ISO et AGMA :

Dans le monde, il existe de nombreuses normes pour le calcul et la conception des engrenages, comme la norme ISO 6336 (1996, 2006, 2019), AGMA 9001, Merrit, Legacy ANSI, Bach... ext. [36]. La contrainte de contact d'une paire d'engrenages droits à développante est étudiée par la méthode des éléments finis et les formules de contrainte AGMA, basées sur la norme AGMA 2101-C95, sont représentées comme suit [36] :

$$\sigma_{H_{droit}} = Z_E \sqrt{F_t K_o K_v K_s \frac{K_H}{2r_1 W Z_I}} \quad (\text{II.8})$$

Selon la norme ISO 6336, les contraintes de contact des engrenages hélicoïdaux sont calculées à partir des formules suivantes :

$$\sigma_{H_{hélicoïdale}} = Z_B \sigma_{HO} \sqrt{K_A K_v K_{H\beta} K_{H\alpha}} \leq \sigma_{HP} \quad (\text{II.9})$$

$$\sigma_{HO} = Z_H Z_\epsilon Z_B Z_\beta \sqrt{\frac{F_t(u+1)}{d_1 b u}} \quad (\text{II.10})$$

La contrainte de contact σ_{HP} est déterminée comme suit :

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{HG}}{S_{H \lim}} = \frac{\sigma_{H \lim} Z_{NT}}{S_{H \lim}} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_x \quad (\text{II.11})$$

Où σ_{HP} est la contrainte nominale dans la dent pour la puissance transmise, σ_{HG} est la contrainte de flexion calculée dans la dent pour la puissance transmise, $\sigma_{H \lim}$ est la

contrainte limite admissible, d_1 est le diamètre primitif de l'engrenage, b est la largeur de la dent de l'engrenage, F_t est la charge tangentielle transmise, W est la largeur du visage, est le r_1 rayon primitif du pignon, u est le coefficient de sécurité dynamique, Z_{NT} est le Nombre total de dents, Z_E est le coefficient élastique [37], [38].

Les facteurs des contraintes de contact d'engrenages des relations II.8, II.9, II.10 et II.11, sont déterminent dans le tableau II.4

Symboles	Facteurs
$S_{H\ lim}$	Facteur de sécurité de contrainte limite pour la puissance transmise
Z_L	Facteur de la charge tangentielle
Z_V	Facteur de la qualité de la surface de la dent
Z_R	Facteur de la qualité de la surface de roulement
Z_w	Facteur de la largeur de la dent
Z_x	Facteur de la longueur efficace de la dent
Z_H	Facteur de zone
Z_ϵ	Facteur de rapport de contact
Z_β	Facteur d'angle hélicoïdal
Z_B	Facteur de la largeur de la dent
Z_I	Facteur de géométrie pour la résistance aux piquûres
K_o	Facteur de surcharge
K_v	Facteur dynamique
K_s	Facteur de taille
K_H	Facteur de répartition de la charge

Tableau II.4 : Facteurs des contraintes de contact des engrenages.

- **La contrainte maximale :**

Le transfert de puissance entre les engrenages s'effectue au contact entre les dents agissantes. Les contraintes au contact point sont calculées au moyen de la théorie de Hertz, qui suppose une distribution elliptique des contraintes. La figure II.12 montre un modèle appliqué à l'engrenage de deux cylindres parallèles en contact [35].

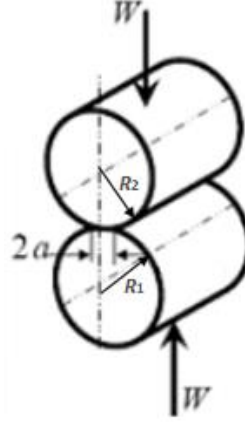


Figure II.12 : Cylindres parallèles en contact

La distance déformée (a) est égale à :

$$a = 2 \sqrt{\frac{W \left[\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right]}{F\pi \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)}} \quad (\text{II.12})$$

La contrainte maximale au milieu σ_o est égale à :

$$\sigma_o = \sqrt{\frac{W \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)}{F\pi \left[\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right]}} \quad (\text{II.13})$$

L'équation (II.13) peut s'appliquer aux dents d'engrenage comme le montre la figure II.13 :

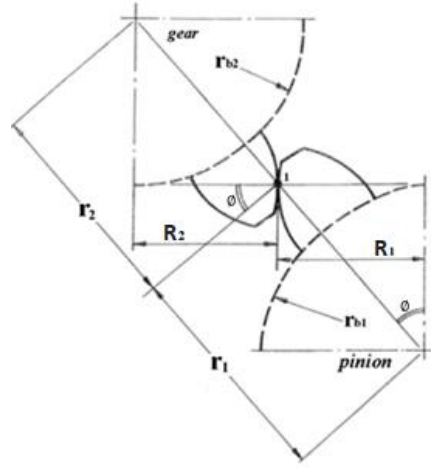


Figure II.13 : Point de contact entre deux dents d'engrenage

La contrainte maximale σ_o saura donc:

$$\sigma_o = \sqrt{\frac{W \left(1 + \frac{r_{p1}}{r_{p2}} \right)}{r_{p1} F \pi \left[\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2} \right] \sin \phi}} \quad (\text{II.14})$$

Où W est la charge, E_1 et E_2 sont respectivement le module d'élasticité du pignon et de l'engrenage, v_1 et v_2 sont respectivement les valeurs de rapports de poisson de pignon et d'engrenage, et F est la largeur de la face de pignon. r_{p1} et r_{p2} sont les rayons primitifs du pignon et de l'engrenage et ϕ est l'angle de pression. R_1 et R_2 sont les rayons respectifs de la courbe en développante au point de contact sont égal à :

$$R_1 = r_{p1} \sin \phi \quad (\text{II.15})$$

Et

$$R_2 = r_{p2} \sin \phi \quad (\text{II.16})$$

Lors de la rotation d'un engrenage, chaque point de contact ne subit qu'une seule fois la contrainte de contact maximale, cette contrainte de contact a une valeur maximale à la surface chargée de la dent et est proche de zéro au centre de la dent sa valeur dépend de l'expression [39] :

$$\sigma_{0c} = \frac{1}{b} \frac{W_i}{W} W_o \quad (\text{II.17})$$

W = est la charge appliquée (N/mm).

W_o = est la charge normale spécifique (N/mm).

b = la demi-largeur de contact (mm).

$\frac{W_i}{W}$ = est la fonction de la charge du matériau et de la géométrie de l'engrenage

II.2.3.3 Coefficient de frottement des engrenages :

L'étude du frottement des dents d'engrenages est cruciale pour comprendre le comportement dynamique et l'efficacité du système d'engrenages. La connaissance du coefficient de frottement est nécessaire pour évaluer l'échauffement des engrenages en fonctionnement. Ce coefficient évolue en fonction de la température, de la vitesse de glissement et du chargement. Il permet aussi de savoir la vitesse de rotation, le couple, la température et la viscosité du lubrifiant, et l'état d'usure de la surface, comme l'usinage par laser permet d'obtenir de l'usure contrôlée et répétable.

Le coefficient de frottement (μ) est un paramètre qui mesure la résistance des dents d'engrenages pendant le mouvement de contact. Le coefficient de frottement (μ) dans un train d'engrenages à tout moment est déterminé par :

$$\mu = \frac{F_r}{F_t} \quad (\text{II.18})$$

F_r = Force radiale

F_t = Force tangentielle

F_n = Force normale

Dans le cas des engrenages droits à denture droite (figure IV.14), il est très important de connaître la Force normale F_n , afin de calculer la force radiale F_r et la force tangentielle F_t .

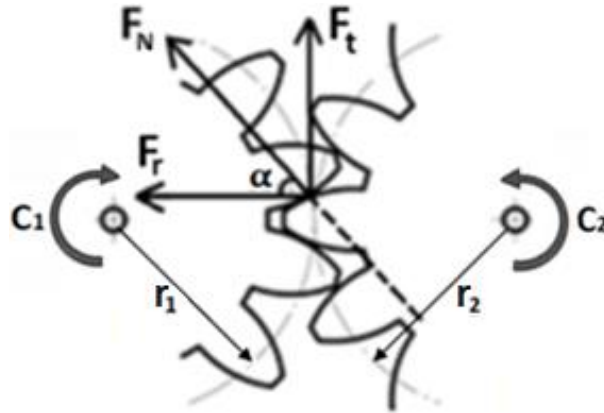


Figure II.14: Les vecteurs de forces dans un point de contact des dents d'un engrenage [40]

Donc :

$$F_t = F_n \cdot \cos \alpha \quad (\text{II.19})$$

$$C_1 = F_t \cdot r_1 \quad (\text{II.20})$$

$$C_2 = F_t \cdot r_2 \quad (\text{II.21})$$

$$F_r = F_n \cdot \sin \alpha \quad (\text{II.22})$$

Où α est l'angle de pression, C_1 est le couple moteur sur la roue 1 et C_2 est le Couple récepteur sur la roue 2, r_1 et r_2 sont les rayons primitifs.

Il est possible de mesurer le coefficient de frottement des engrenages à l'aide des jauges de déformation. Pour calculer les forces radiales et tangentielles d'un engrenage, il est nécessaire de mesurer la déformation des dents et la position angulaire. Des jauges de déformation placées en racine des dents permettent de mesurer leurs valeurs.

La figure II.15 démontre que des jauges de déformation placées en racine des dents d'engrenage droite permettent de mesurer la déformation de la dent.

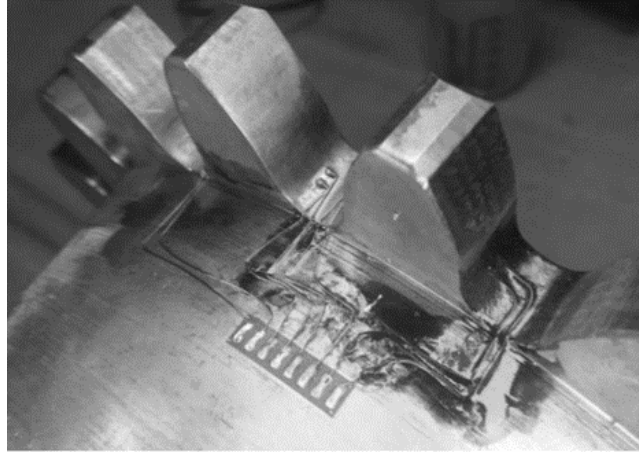


Figure II.15: Des jauges de déformation placées en racine des dents d'un engrenage [41].

Après le placement des jauges de déformation sur les dents d'engrenage, un anneau rotatif muni d'un encodeur transmet les données de déformation des dents (S) et des positions angulaires (a) au système d'acquisition de données, puis à l'algorithme de traitement.

La matrice qui peut calculer les valeurs des forces radiales et tangentielles peut être obtenue :

$$\begin{bmatrix} F_{R1} \\ F_{T1} \\ F_{R2} \\ F_{T2} \\ F_{R3} \\ F_{T3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & \dots & \dots & a_{16} \\ \vdots & & \vdots & \vdots \\ \vdots & & \vdots & \vdots \\ \vdots & & \vdots & \vdots \\ \vdots & & \vdots & \vdots \\ a_{61} & \dots & \dots & a_{66} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \\ S_4 \\ S_5 \\ S_6 \end{bmatrix} \quad (\text{II.23})$$

À l'aide de cette matrice, il est possible de calculer les forces agissant radialement et tangentiellement ($F_{R1}, F_{T1}, F_{T2}, F_{R2}, F_{R3}, F_{T3}$) sur 3 dents consécutives de l'engrenage, afin de calculer le coefficient de frottement (μ).

II.2.4 Engrenages en polymères :

Le remplacement des engrenages métalliques par des engrenages en polymère est l'une des tendances les plus critiques dans les transmissions de puissance. Les engrenages en polymère sont utilisés dans de nombreux appareils en raison de leurs avantages, entre autres, les possibilités de fonctionnement à sec. Dans le cadre de leur conception, les prévisions de durée de vie pour la fatigue et l'usure sont nécessaires pour toute application. Cependant, un manque de données sur la fatigue limite l'application ultérieure des engrenages en polymère.

Il existe de nombreuses matières polymères utilisées dans la fabrication des engrenages en polymère telles que: le Polyoxometalate (POM), le polyétheréthercétone (PEEK), le polypropylène (PP), le nylon. Pour évaluer les performances et la durabilité de ces composants dans diverses applications industrielles, les engrenages en polymère sont testés de la même manière que les engrenages en métal, en utilisant une configuration de test classique dos à dos ou en boucle fermée où les engrenages sont chargés en enroulant le couple à un niveau prescrit [42].

La figure II.16 montre les positions relatives des éléments d'un banc d'essai d'engrenages.

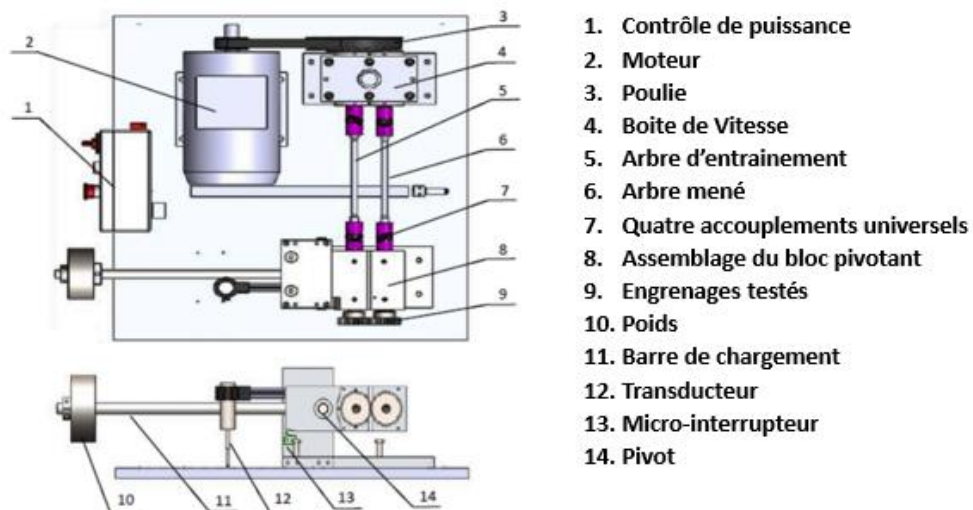


Figure II.16 : Schémas mécaniques d'un banc d'essai des engrenages [42].

II.2.4.1 Usure des engrenages en polymères :

Lorsqu'une paire d'engrenages en plastique est chargée, les charges dynamiques et le mouvement de glissement entre les surfaces de contact génèrent une usure dans les dents des deux engrenages. Cette usure s'accumule progressivement sous charge et modifie l'état des dents d'engrenages [43].

La figure II.17 montre un profil d'usure d'un engrenage en polymère et sa topologie de surface.



Figure II.17 : Usure des dents d'un engrenage en polymère [44].

Les engrenages en polymère subissent une usure relativement importante par rapport aux engrenages en acier, ce qui peut entraîner un dénouement du couple défini pendant le test. Le banc d'essai de la figure IV.16 offre une bonne flexibilité pour étudier différentes conditions de fonctionnement. Son importance principale réside dans la possibilité d'enregistrer en continu le taux d'usure de la surface des engrenages et de maintenir un couple constant sur les engrenages d'essai.

Lorsque les dents de l'engrenage s'usent, le mouvement relatif autour du cercle primitif entre les dents correspondantes absorbe une certaine quantité de travail U . Ce travail découle de la force de contact de l'engrenage F_n agissant sur la profondeur d'usure croissante w_l des dents conjuguées. Ainsi, intégrer sur le chemin circulaire donne :

$$U = 2F_n w_l \quad (\text{II.24})$$

Ce travail est assuré par la rotation γ du bloc pivot (voir la figure IV.16) dans la direction du couple « poids mort ». Ce couple est bien approximé par la somme des couples sur les engrenages d'essai. Ainsi, nous avons également :

$$U = 2T\gamma \quad (\text{II.25})$$

$$F_n w_l = T\gamma \quad (\text{II.26})$$

Notant que la théorie conventionnelle des engrenages relie la force de contact F_n au couple T comme :

$$F_n = \frac{2T}{d_p \cos a} \quad (\text{II.27})$$

Où d_p est le diamètre du cercle primitif et a est l'angle de pression, révèle que

$$w_l = \frac{1}{2} \gamma d_p \cos a \quad (\text{II.28})$$

Pour obtenir l'usure, il suffit de mesurer la rotation du bloc autour du pivot, Pour les petites rotations du bloc, une précision suffisante est obtenue en prenant :

$$\gamma = \frac{d}{h} \quad (\text{II.29})$$

Lors de la substitution dans l'équation (II.28), cela donne :

$$w_l = \frac{d_p \cos a}{h} d \quad (\text{II.30})$$

II.2.4.2 Fatigue des engrenages en polymères :

La fatigue de contact définie comme la fragilisation et l'enlèvement de matière des engrenages en contact, y compris la fatigue des pieds de dent. Dans des conditions de charge élevée et de lubrification, les engrenages en polymère à géométrie conventionnelle ont tendance à tomber en panne en raison d'une fatigue précoce de la racine de la dent [45].

La figures II.18 illustre deux exemples typiques (figures IV.18a et IV.18b) les défaillances par fatigue de contact d'engrenages en polymère.

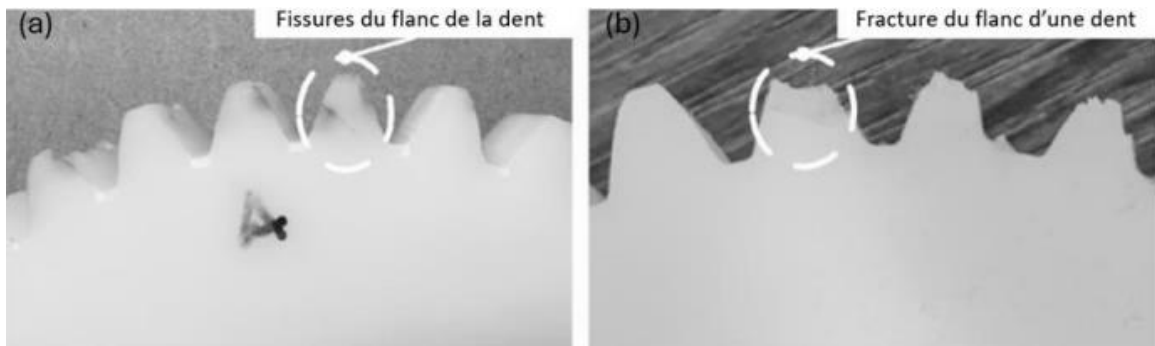


Figure II.18 : Exemples typiques de défaillance par fatigue de contact d'engrenages en polymère incluent les fissures de flanc de dent (a) et la fracture de flanc de dent (b) pendant les essais [46].

Les performances de fatigue des engrenages en polymère et les contraintes de contact sont sensibles à la température de fonctionnement. Ceci est principalement associé à la variété du facteur d'élasticité Z_E sous différentes températures de fonctionnement. Le facteur d'élasticité Z_E peut être calculé par l'équation (II.31) en considérant la température de fonctionnement T_r :

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E(T_r)} \right)}} \quad (\text{II.31})$$

Où E_1 et $E(T_r)$ sont le module d'élasticité du pignon en acier et de la roue avec l'unité MPa, respectivement, et ν_1 et ν_2 sont les coefficients de Poisson du pignon en acier et de la roue, respectivement. La relation entre la durée de vie en fatigue et la contrainte de contact peut être décrite par l'équation :

$$\sigma_H^m N_L = C \quad (\text{II.32})$$

Où N_L est la durée de vie en fatigue du contact de l'engrenage en polymère et m et c sont les coefficients indéterminés sans dimension. Par la suite, ces coefficients indéterminés c et m peuvent être déterminés par l'équation (II.33) :

$$[-m \lg c]^T = [\lg(\sigma_H) \mathbf{1}]^+ \times \lg[N_L] \quad (\text{II.33})$$

Chapitre III : Méthodologie de simulation

III.1 Introduction :

La modélisation et la simulation d'un engrenage à l'aide du logiciel SolidWorks en utilisant la méthode des éléments finis (MEF) est un processus essentiel pour assurer la performance et la durabilité. Un logiciel de CAO (conception assistée par ordinateur) tel que SolidWorks facilite la création des profils des dents ou des courbes des dents complexes.

Dans cette étude, notre modèle CAO est un engraine droit qui possède deux roues dentées de même dimension, "la roue motrice" et "la roue réceptrice".

Dans un engrenage, la roue motrice est essentielle pour transmettre le mouvement, tandis que la roue réceptrice reçoit et utilise ce mouvement pour effectuer le travail souhaité.

III.2 Création de Modèle CAO et assemblage :

III.2.1 Création d'une roue denté :

Pour créer une roue dentée à denture droite de notre engrenage droit sur Solidworks, il est important de suivre les étapes suivantes :

La 1ère étape consiste à dessiner un cercle puis l'extrusion de cercle pour obtenir une roue (voir la figure III.1) :

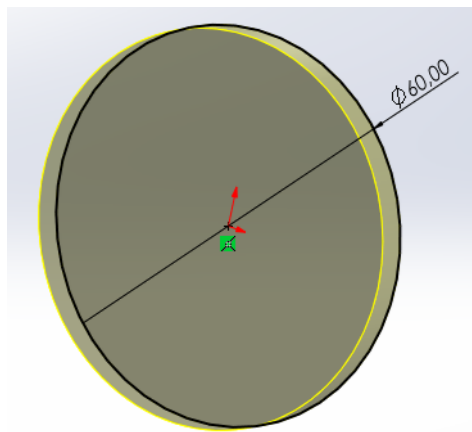


Figure III.1: La roue brute en 3D

La 2ème étape consiste à percer et fraiser la roue dans des endroits différents à l'aide d'outils enlèvement de la matière, pour faire des trous qui nous permettent d'appliquer des chargements sur l'engrenage par la suite (voir la figure III.2).

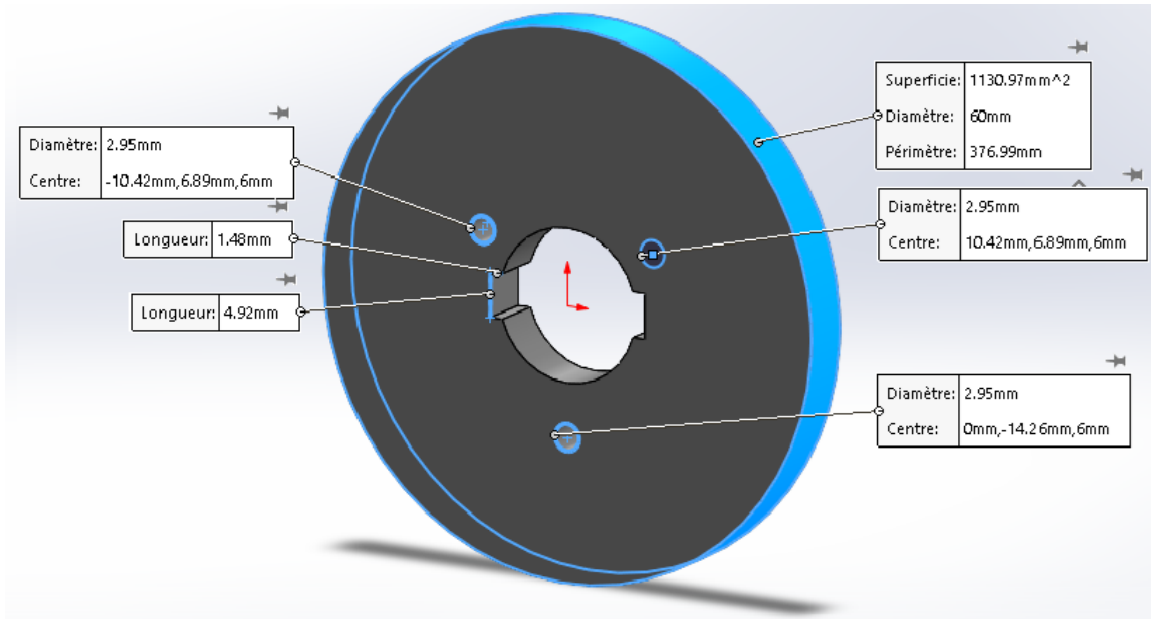


Figure III.2: La roue en 3D percer et fraiser.

La 3ème étape, c'est la création de flancs des dents sur la roue percée, puis l'enlèvement de la matière (voir la figure III.3).

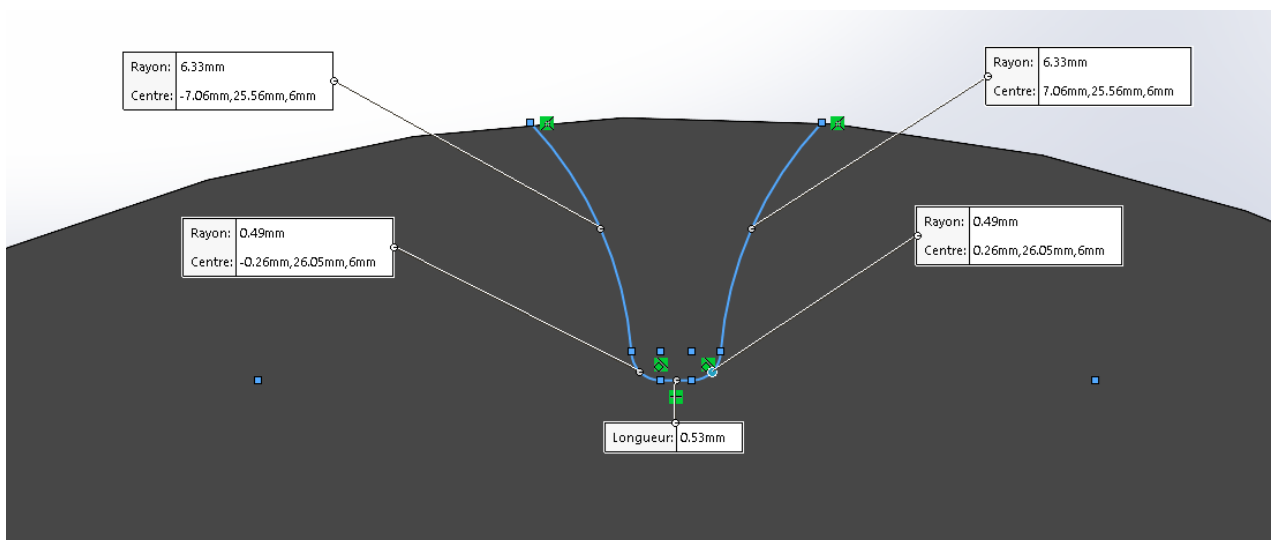


Figure III.3: Création de flanc des dents.

La 4ème étape, c'est la répétition circulaire des flancs selon le nombre de dents est égal à 30 dents pour la roue dentée (voir la figure III.4).

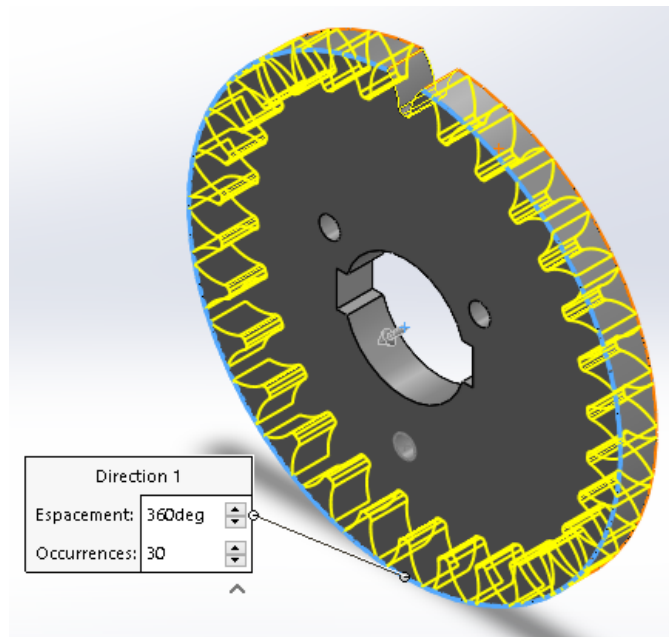


Figure III.4: Répétition circulaire des dents.

Finalement, la roue dentée à denture droite, obtenue après la validation de la 4ème étape avec ces caractéristiques et ces dimensions réelles, est représentée dans la figure III.5

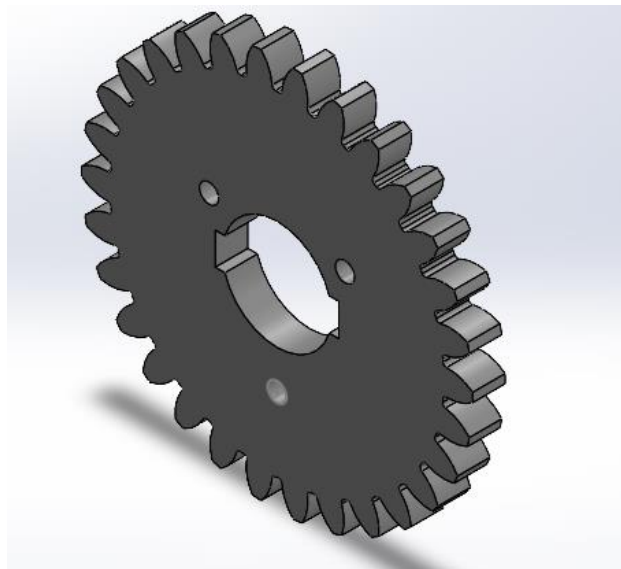


Figure III.5: Roue dentée à denture droite

III.2.2 Assemblage:

Pour créer l'assemblage entre deux roues dentées, il faut créer tout d'abord une autre copie de même fichier SolidWorks de la roue dentée avec un autre titre différent. Puis, il faut ouvrir un nouveau document SolidWorks d'assemblage :

Nouveau document SolidWorks> assemblage> parcourir les deux pièces. Le positionnement des deux roues se fait à l'aide de l'icône "contrainte".

La figure III.6, montre l'engrenage droite après l'assemblage de la roue motrice avec la roue réceptrice.

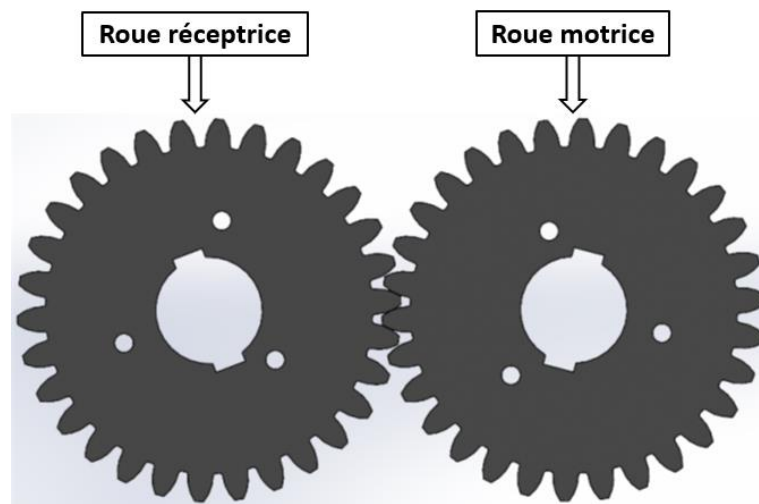


Figure III.6: L'engrenage droite

III.3 Simulation:

Après l'assemblage, c'est l'étape de la simulation. Afin de faire des analyses statiques sur des engrenages avec des matériaux différents :

- Le premier matériau, c'est le polyéthylène à haute densité HDPE.
- Le deuxième matériau, c'est le composite bois-plastique de 70 %HDPE-30% bois.
- Le troisième matériau, c'est le composite bois-plastique de 60%HDPE-40% bois.

Cette étape est faite sur SolidWorks par l'ouverture de l'icône "nouvelle étude", puis la fenêtre "simulation" dans laquelle se déroulent les opérations suivantes :

III.3.1 Application des matériaux:

Sur la fenêtre "simulation", on a appliqué les propriétés des matériaux sur chaque modèle d'engrenage à l'aide de l'icône "pièce".

Les propriétés des matériaux des engrenages sont définies dans le tableau III.1.

Propriétés	100% HDPE	70%HDPE- 30%Bois	60%HDPE- 40%Bois
Module d'élasticité E (MPa)	420	2 200	4 331
Coefficient de Poisson ν	0.35	0,33	0,33
L'élongation à la rupture (%)	108,3	5,06	3,36
Module de cisaillement (MPa)	830	1420	1850
Masse volumique (kg/m ³)	802,2	1124.7	1185.6
Résistance mécanique maximale (MPa)	23	30	35,4
Limite de traction (MPa)	22	34,9	38,05
Limite de flexion (MPa)	23,9	50,49	63,83
Limite d'élasticité (MPa)	19,23	21,861	22,738
Limite de compression (MPa)	24	28,2	31,8
Conductivité thermique (W/m·K)	0,6763	0.731	0,7870
Chaleur spécifique (J/Kg °K)	1651,978	1325,104	1300

Tableau III.1: Propriétés des matériaux des modèles d'engrenages

[9], [10], [11].

III.3.2 Application des interactions:

Les interactions décrivent comment les deux roues de l'engrenage interagissent entre elles et avec l'environnement. Notre cas possède deux interactions :

- **Les déplacements imposés :**

Les déplacements imposés décrivent le type d'appui ou de fixation d'engrenage. Dans notre cas, des déplacements imposés des faces cylindriques ont été appliqués sur le flanc supérieur de chaque dent (voir les flèches de la figure III.7).

- **L'interaction de contact :**

Les interactions de type contact empêchent les interférences entre entités, mais permettent la création de jeux. Cette option permet de donner un coefficient de friction pour l'engrenage. L'interaction de contact est activée dans "simulation" par l'ouverture de l'icône "connexion", puis "interaction entre composant", dans lequel on a choisi "contact". Dans Contact, on a sélectionné les deux roues, puis on a donné un coefficient de friction de 0,15 pour l'engrenage (voir la figure III.7).

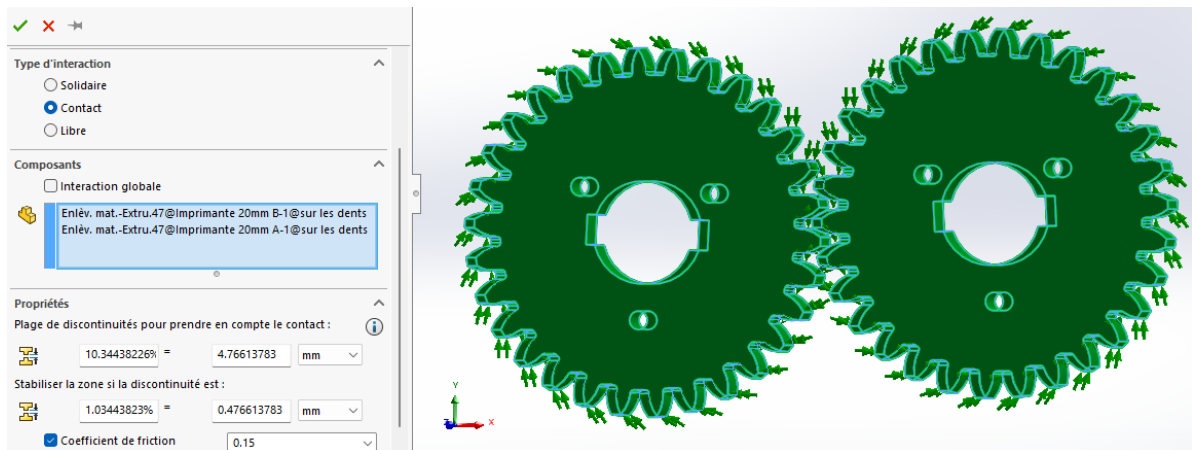


Figure III.7: Application des interactions sur l'engrenage.

III.3.3 Application des chargements externes :

L'application des chargements externes est une étape importante dans l'analyse par éléments finis, pour simuler les conditions réelles auxquelles une pièce ou un assemblage sera soumis. Les chargements peuvent simuler des interactions causées par des corps externes ou des phénomènes exclus de l'analyse. Dans une étude statique, il est supposé que la direction des chargements et les interactions doivent être les mêmes. Dans cette étude, on a appliqué deux chargements externes :

- **La vitesse angulaire :**

La vitesse angulaire est appliquée sur une face de trou-arbre de la roue motrice par l'ouverture de l'icône "chargements externes", dans lequel on a sélectionné "Force centrifuge", puis on a choisi la face et la direction de la vitesse (voir la figure III.8).

- **Le couple :**

Le couple est appliqué sur les deux faces de trou-arbre des deux roues d'engrenage par l'ouverture de l'icône "chargements externes" dans lequel on a sélectionné "couple", puis on a choisi les faces et les directions de couple (voir la figure III.8).

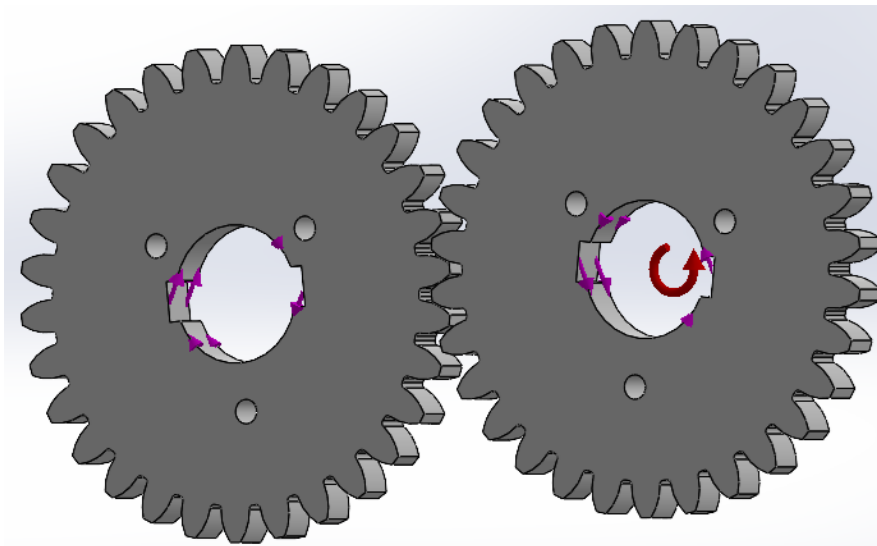


Figure III.8: Application des chargements externes sur l'engrenage.

III.3.4 Maillage de la géométrie :

Le maillage est une étape fondamentale de l'analyse statique, qui consiste à discrétiser la géométrie d'engrenage en différentes tailles d'éléments (éléments finis) dans différentes zones. SolidWorks génère automatiquement un maillage s'appuyant sur une taille d'élément globale, une tolérance globale ainsi que sur les spécifications locales de contrôle du maillage. La taille du maillage (nombre de nœuds et d'éléments) dépend de la géométrie et des dimensions d'engrenage. Pour créer le maillage sur notre engrenage, on a fait les deux étapes suivantes :

- **Contrôle de maillage :**

Pour l'accès au contrôle de maillage, on a cliqué avec le bouton droit de la souris sur l'icône "Maillage", puis sur "Définir un contrôle de maillage", dans lequel on a sélectionné les faces des dents en contact des deux roues (voir la figure III.9.a).

- **Création de maillage :**

Pour la création de maillage, on a cliqué avec le bouton droit de la souris sur l'icône "Maillage" et on a sélectionné "Créer le maillage", puis la validation de l'étape. La figure III.9.b démontre le tracé du maillage d'engrenage.

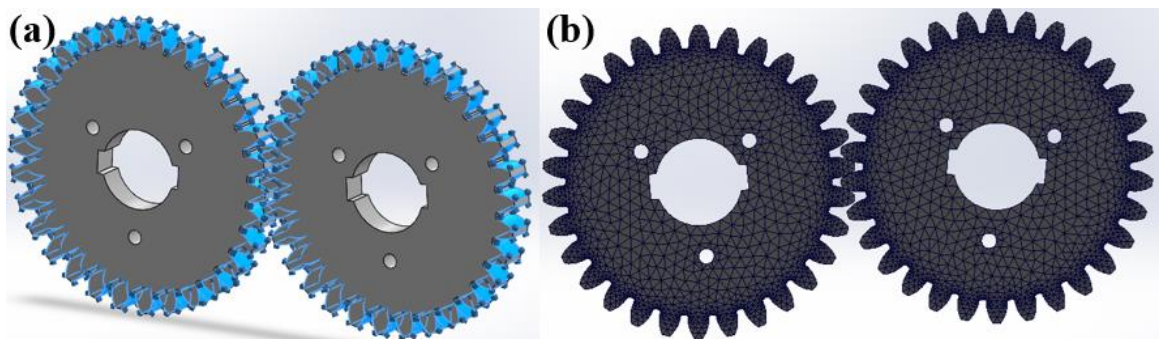


Figure III.9: Maillage de la géométrie

Le maillage d'un engrenage génère des éléments volumiques tétraédriques 3D, bien adaptés naturellement pour les modèles volumineux. Il existe deux types d'éléments volumiques tétraédriques :

III.3.4.1 Éléments tétraédriques linéaires volumiques :

Un élément tétraédrique linéaire, appelé aussi élément du premier ordre ou d'ordre inférieur. Représente un maillage de qualité moyenne, défini par 4 nœuds aux sommets et 6 arêtes droites qui les connectent, comme le montre la figure III.10.



Figure III.10: Élément volumique linéaire

III.3.4.2 Éléments tétraédriques paraboliques volumiques :

Un élément tétraédrique parabolique, appelé aussi élément du second ordre ou d'ordre supérieur. Représente un maillage de haute qualité, défini par 4 nœuds aux sommets, 6 nœuds médians et 6 arêtes, comme le montre la figure III.11.



Figure III.11: Éléments volumique parabolique.

En général, à densité égale (même nombre d'éléments), les éléments paraboliques donnent de meilleurs résultats que les éléments linéaires. Car ils représentent plus précisément les surfaces courbes et produisent de meilleures approximations mathématiques. Cependant, les éléments paraboliques requièrent plus de ressources informatiques (temps de calcul et espace mémoire) que les éléments linéaires. Dans cette étude, SolidWorks génère automatiquement un maillage avec des éléments volumiques d'ordre supérieur. Afin d'avoir de bons résultats de simulation, plus précis.

Chapitre IV : Résultats et discussion

IV.1 Introduction :

Après avoir affecté les matériaux, défini les chargements et les interactions et maillé le modèle, nous pouvons lancer l'étude et calculer les résultats de simulation, dans des différentes conditions de fonctionnement. Pour l'obtention des résultats statiques souhaitables, on a cliqué à droite de l'arbre d'études Simulation sur l'icône "Exécuter cette étude", puis le logiciel a calculé les résultats suivants :

- Déformations équivalentes
- Déplacements résultants
- Contraintes de Von Mises

Les différentes conditions de fonctionnement s'expliquent par le changement de couple (N.m) et la vitesse angulaire (tr/min) appliqués sur les engrenages, dont les valeurs varient :

- Cas 01 : le couple est égal à 2 N.m, la vitesse angulaire est égale à 500 tr/min.
- Cas 02 : le couple est égal à 6 N.m, la vitesse angulaire est égale à 1000 tr/min.
- Cas 03 : le couple est égal à 10 N.m, la vitesse angulaire est égale à 1500 tr/min.

L'étude de simulation est faite sur des engrenages avec des dimensions moyennes. ($D_e = 60$ mm et $e = 6$ mm), d'autres engrenages de petites dimensions ($D_e = 20$ mm et $e = 2$ mm). Et d'autres engrenages avec des dimensions moyennes ($D_e = 81,28$ mm et $e = 6,35$ mm) ont été conçus uniquement pour comparer nos résultats de simulations avec des résultats expérimentaux de la littérature.

IV.2 Résultats de simulation des engrenages avec des dimensions moyennes:

IV.2.1 Résultats des contraintes de Von Mises :

L'analyse des contraintes de Von Mises des engrenages a été réalisée sur les dents des deux roues dentées mises en contact à l'état de friction non nulle.

La figure IV.1 et le tableau IV.1 montrent les résultats et les traces de distribution des contraintes de Von Mises sur l'engrenage 100%HDPE dans les différentes conditions de fonctionnement.

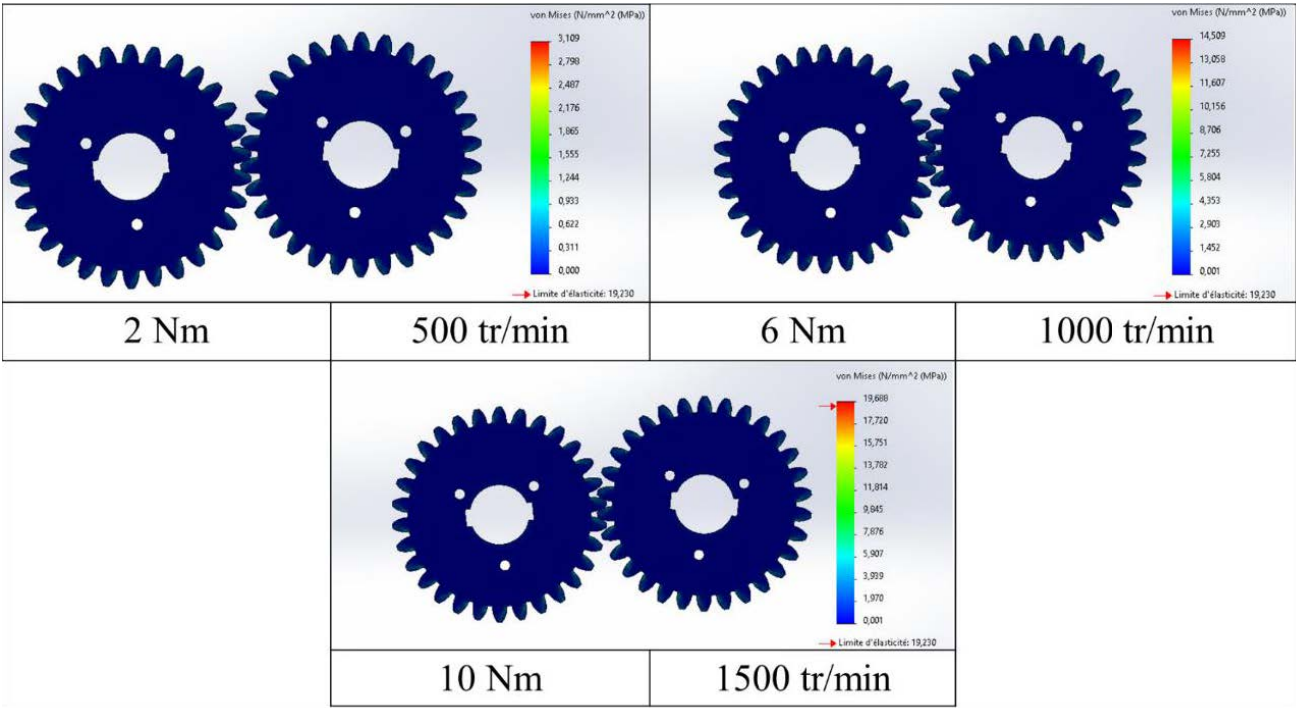


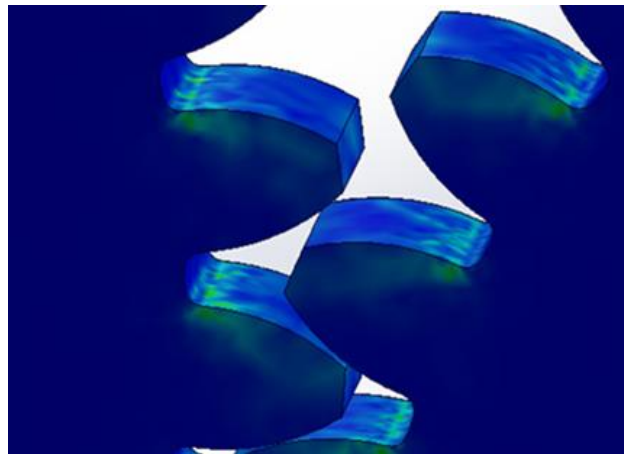
Figure IV.1: Contraintes de Von Mises d'engrenage 100%HDPE

Couple (N.m)	Vitesse angulaire (tr/min)	Contrainte de Von Mises Min (MPa)	Contrainte de Von Mises Med (MPa)	Contrainte de Von Mises Max (MPa)
2	500	0	1.555	3.109
6	1000	0.001	7.255	14.509
10	1500	0.001	9.845	19.688

**Tableau IV.1 : Résultats des contraintes de Von Mises d'engrenage
100%HDPE**

L'analyse des résultats de la figure IV.1 montre une distribution des contraintes de Von Mises qui s'intensifie avec l'augmentation du couple et de la vitesse angulaire. En effet, une charge plus élevée implique une transmission de force plus importante sur les dents de l'engrenage, ce qui augmente les efforts mécaniques.

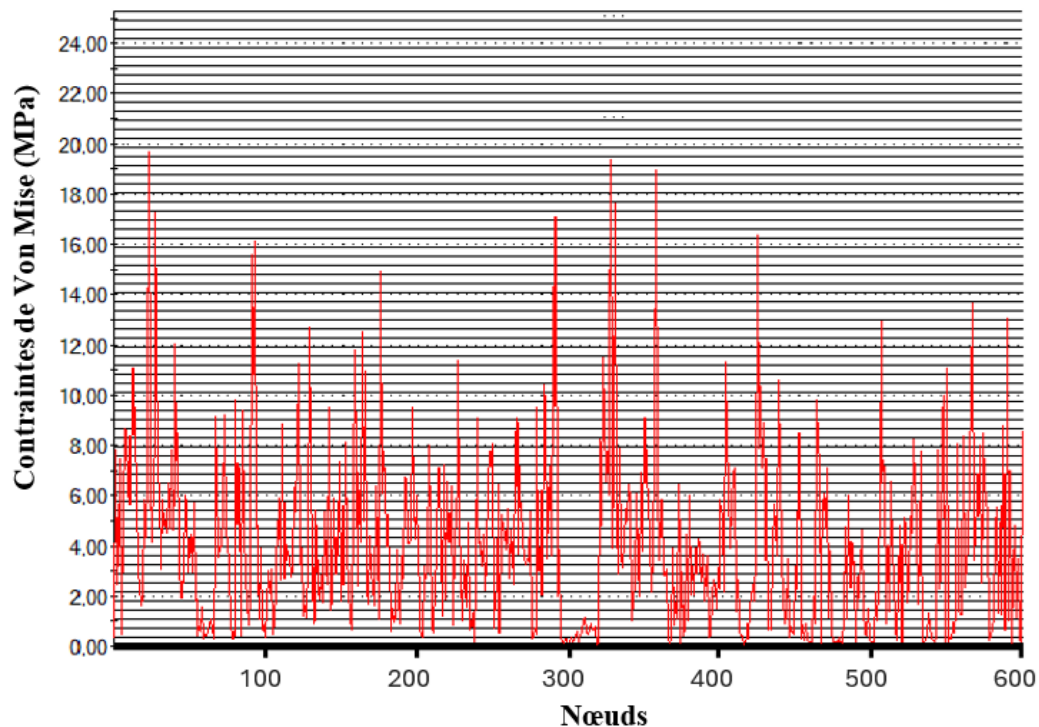
La figure IV.2 montre une image agrandie vue de la répartition des contraintes sur les dents. Cette distribution est essentielle pour comprendre le comportement mécanique des dents sous charge.



**Figure IV.2: Répartition des contraintes de Von Mises
sur les dents d'engrenage**

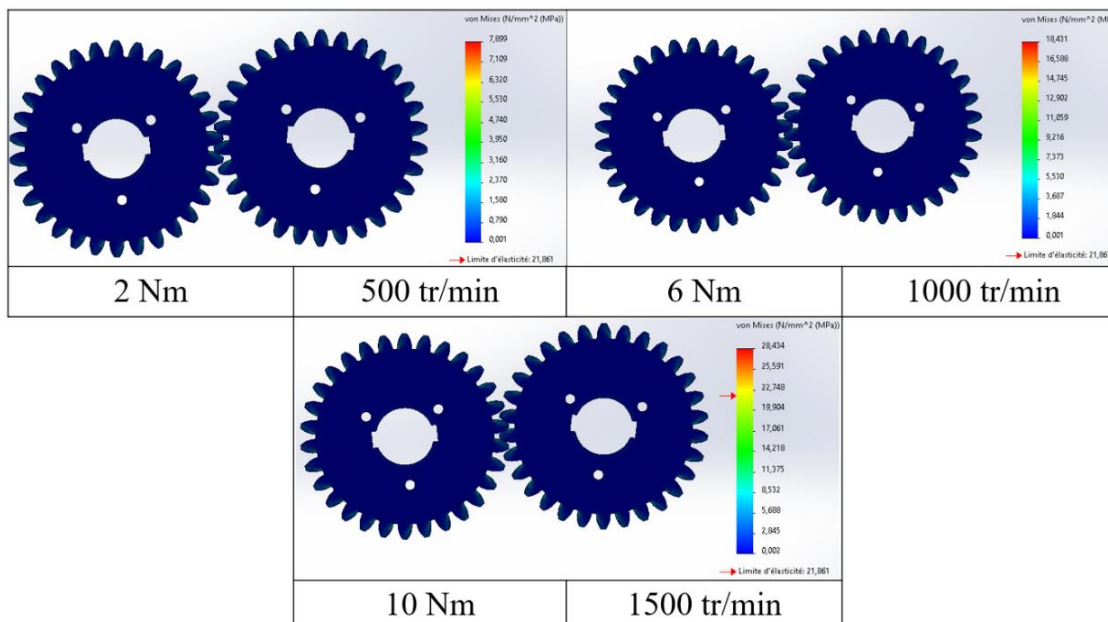
Les zones les plus sollicitées sont probablement les dents en contact, où l'effort de transmission est maximal. La couleur évolue vers des teintes plus chaudes sur l'échelle de contrainte, ce qui confirme cette augmentation.

Les régions colorées en rouge et jaune indiquent des niveaux élevés de contrainte. Ces zones se situent au pied des dents, où la flexion est maximale, et sur les surfaces de contact en raison des charges de transmission. Un frottement non nul entraîne une dissipation d'énergie et une augmentation locale des contraintes de cisaillement aux surfaces de contact. La figure IV.3 présente la distribution des contraintes de Von Mises obtenue uniquement sur une portion d'engrenage 100% HDPE, correspondant à la zone de contact des dents. La majorité des nœuds présentent des contraintes relativement faibles tandis que quelques zones atteignent des valeurs plus élevées, indiquant les régions critiques de sollicitation mécanique.

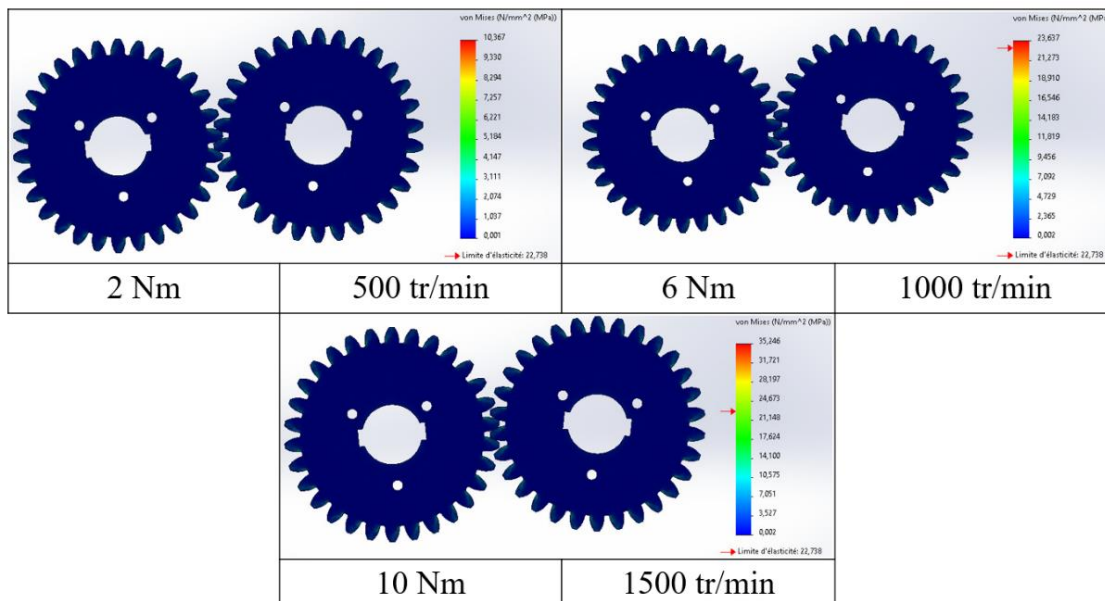


**Figure IV.3: Distribution des contraintes de Von Mises
dans une portion d'engrenage 100%HDPE.**

Les figures IV.4 et IV.5, et le tableau IV.2 montrent les résultats et les distributions des contraintes de Von Mises sur des engrenages HDPE renforcé avec des fibres de bois dans les différentes conditions de fonctionnement.



**Figure IV.4 : Contraintes de Von Mises d'engrenage
70%HDPE-30% bois**



**Figure IV.5: Contraintes de Von Mises d'engrenage
60%HDPE-40% bois**

Type d'engrenage	Couple (N.m)	Vitesse angulaire (tr/min)	Contrainte de Von Mises Min (MPa)	Contrainte de Von Mises Med (MPa)	Contrainte de Von Mises Max (MPa)
70%HDPE- 30%bois	2	500	0.001	3.950	7.899
	6	1000	0.001	9.216	18.431
	10	1500	0.002	4.218	28.434
60%HDPE- 40%bois	2	500	0.001	5.184	10.367
	6	1000	0.002	11.816	23.637
	10	1500	0.002	17.624	35.246

Tableau IV.2 : Résultats des contraintes de Von Mises des engrenages en HDPE renforcé

Les résultats des contraintes de Von Mises d'engrenages 100%HDPE ont affiché une valeur maximale de 19,688 MPa à 10 N.m et 1500 tr/min, tandis que les contraintes de Von Mises des engrenages HDPE renforcé atteignent respectivement des valeurs 28,434 MPa et 35,246 MPa dans les mêmes conditions.

L'ajout de 30% de fibres de bois augmente significativement les contraintes de Von Mises. Cela indique une réduction de la flexibilité du matériau et une augmentation de la rigidité. L'ajout de 40% de fibres de bois permet d'obtenir des contraintes plus élevées. Avec une teneur en bois plus importante, la rigidité du matériau augmente encore plus, entraînant des contraintes mécaniques plus élevées sous charge.

IV.2.2 Résultats des déplacements:

L'analyse des déplacements sur les engrenages en contact à l'état de friction non nulle permet de comprendre le comportement mécanique et dynamique des engrenages sous l'effet des charges. Cela permet de prédire la durée de vie des engrenages avant que la fatigue entraîne des défaillances critiques. L'analyse des déplacements permet donc d'optimiser la durée de vie des engrenages.

La figure IV.6 montre une image agrandie de la répartition des déplacements résultant sur la zone de contact entre les dents d'engrenage.



Figure IV.6: Répartition des déplacements résultant sur les dents d'un engrenage

Les couleurs indiquent probablement l'intensité des déplacements, avec une échelle de couleurs allant du bleu au rouge. Les zones vertes à jaunes correspondent aux déplacements intermédiaires, là où la flexion des dents est modérée. Les zones rouges correspondent aux déplacements maximaux, souvent aux extrémités des dents en prise. Les zones bleues indiquent de faibles déplacements, généralement aux parties rigides et non sollicitées. La figure IV.7 illustre les variations des déplacements résultant (URES) sur une partie d'un engrenage 60%HDPE-40% bois.

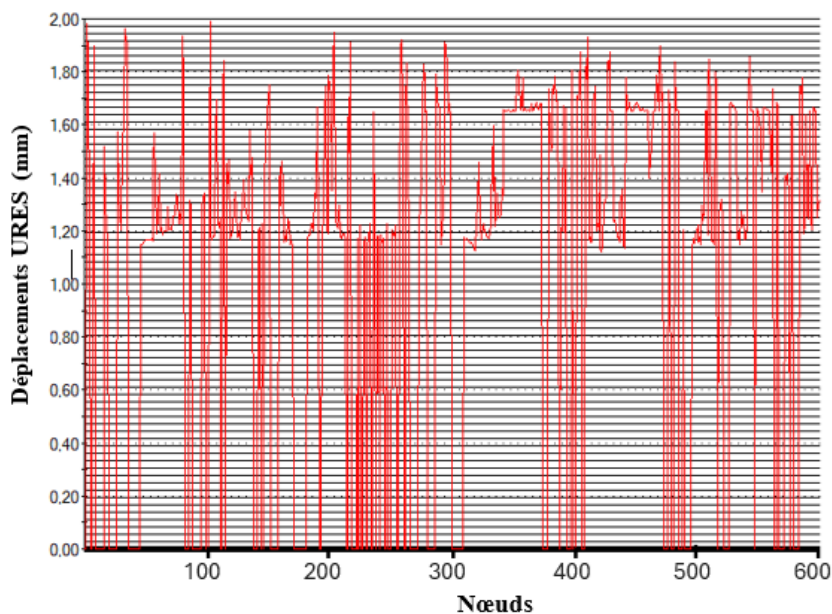


Figure IV.7: Distribution des déplacements résultant (URES) sur une portion d'un engrenage en 60%HDPE-40%bois

Les figures IV.8, IV.9, IV.10 et le tableau IV.3 montrent les déplacements résultant des engrenages HDPE pur et HDPE renforcé dans les différentes conditions de fonctionnement.

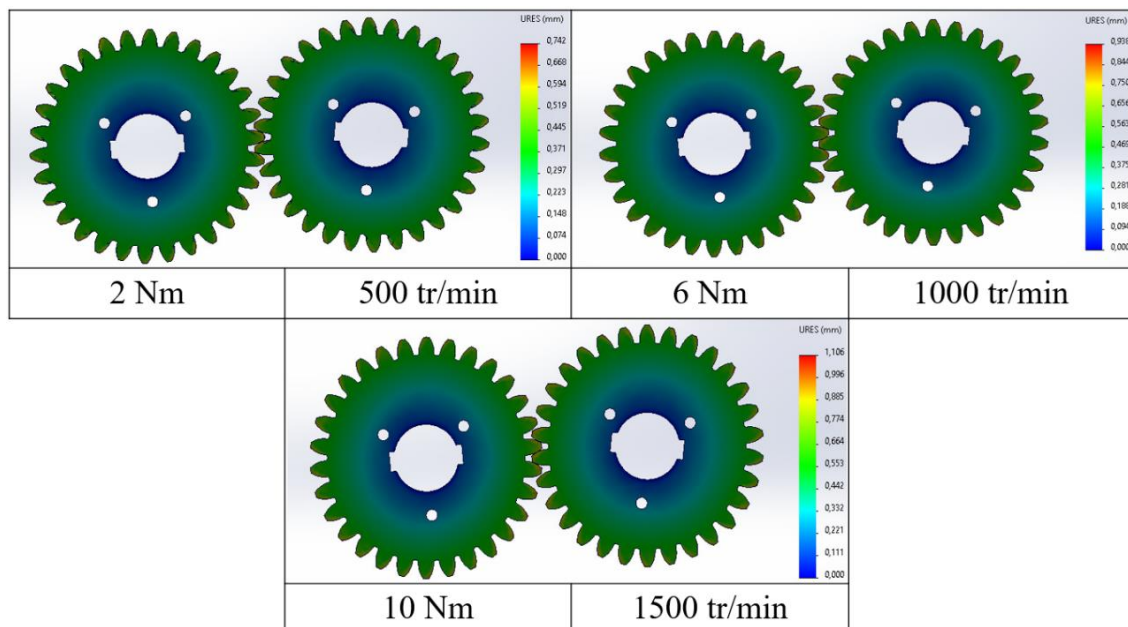
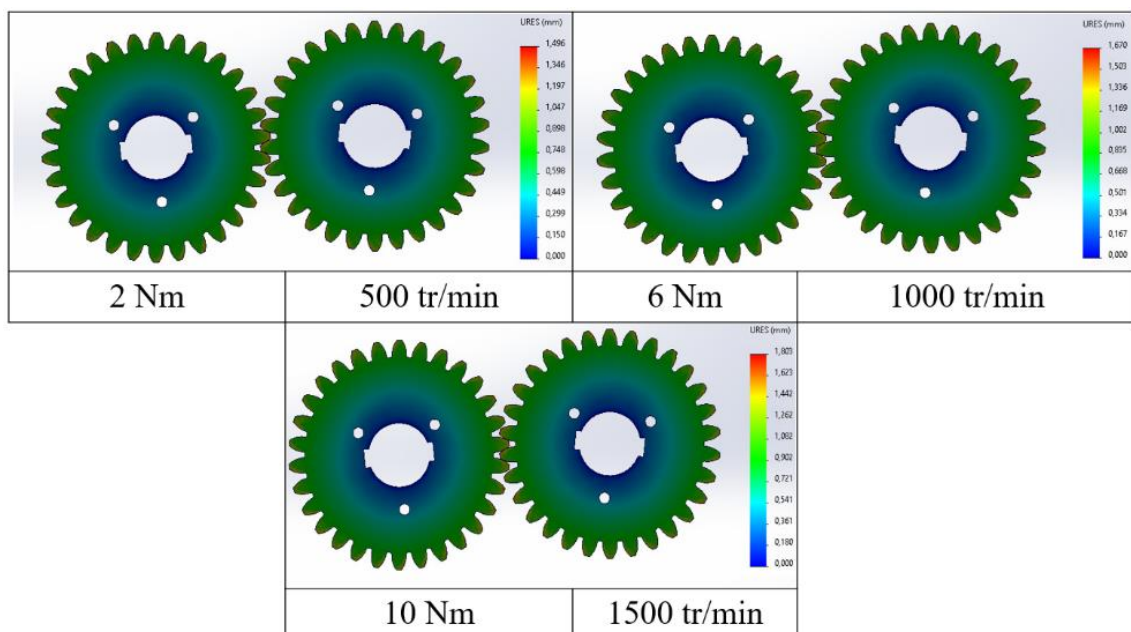
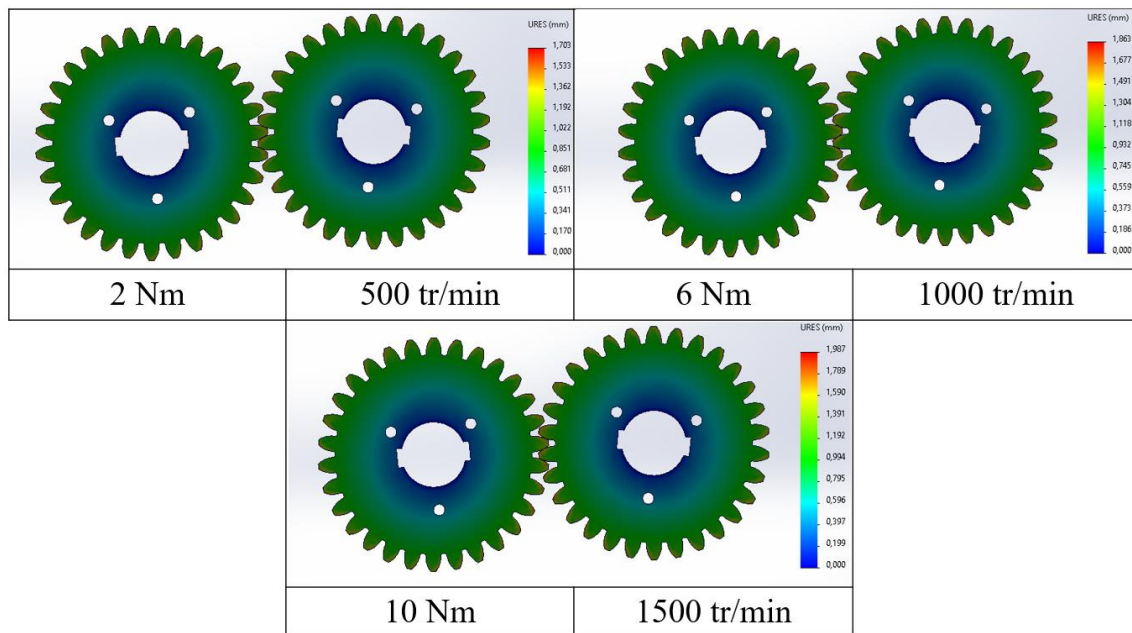


Figure IV. 8 : Déplacements résultant d'engrenage 100%HDPE



**Figure IV.9 : Déplacements résultant d'engrenage
70%HDPE-30% bois**



**Figure IV.10: Déplacements résultant d'engrenage
60%HDPE-40% bois**

Type d'engrenage	Couple (N.m)	Vitesse angulaire (tr/min)	Déplacements résultant Min(mm)	Déplacements résultants Med(mm)	Déplacements résultants Max(mm)
100% HDPE	2	500	0	0.371	0.742
	6	1000	0	0.469	0.938
	10	1500	0	0.553	1.106
70%HDPE-30% bois	2	500	0	0.748	1.496
	6	1000	0	0.835	1.670
	10	1500	0	0.902	1.803
60%HDPE-40% bois	2	500	0	0.851	1.703
	6	1000	0	0.932	1.863
	10	1500	0	0.994	1.987

**Tableau IV.3 : Résultats des déplacements des engrenages HDPE pur
et HDPE renforcé**

Les déplacements d'engrenage 100%HDPE sont relativement plus faibles que ceux des engrenages renforcés. À 500 tr/min, sous un couple de 2 Nm, le déplacement n'est que de 0,371mm au niveau médian. Lorsque le couple et la vitesse angulaire augmentent (par exemple, à 1500 tr/min et 10 Nm), les déplacements augmentent également, mais ils restent à des valeurs inférieures à celles observées pour les engrenages renforcés.

Les valeurs des déplacements d'engrenage 70%HDPE-30%bois sont sensiblement plus élevées que pour l'engrenage 100%HDPE, avec des valeurs allant jusqu'à 1,803mm pour une vitesse angulaire de 1500 tr/min et un couple de 10 Nm. Les valeurs de déplacement d'engrenage 60%HDPE-40%bois sont supérieures à celles des engrenages 100%HDPE et 70%HDPE-30%bois. Par exemple, à une vitesse angulaire de 1500 tr/min et à un couple de 10 Nm, le déplacement médian atteint 0,994 mm et le maximum peut atteindre 1,987 mm.

La vitesse angulaire a également un impact significatif sur les déplacements résultants. Une augmentation de la vitesse angulaire entraîne des déplacements plus importants, ce qui peut être dû à des effets thermiques ou dynamiques. L'augmentation du couple entraîne une augmentation du déplacement résultant, que ce soit pour les engrenages HDPE pur ou HDPE renforcé. Cela est attendu, car un couple plus élevé génère des forces plus importantes, entraînant une déformation accrue. Cette tendance est observée aussi bien pour les trois types de matériaux, ce qui confirme que le couple a une influence directe sur les déformations des engrenages.

IV.2.3 Résultats des déformations:

Les déformations influencent le contact entre les dents, pouvant entraîner une perte d'efficacité dans la transmission du couple et une augmentation des vibrations et du bruit. L'analyse approfondie des déformations permet de comprendre comment la charge est répartie sur les dents en contact. Cela peut aider à éviter des concentrations de contraintes localisées qui peuvent entraîner des défaillances prématurées, comme la fissuration ou l'écaillage des dents et la fatigue de surface.

La figure IV.11 montre une image agrandie de la répartition des déformations sur la zone de contact entre les dents d'un engrenage.

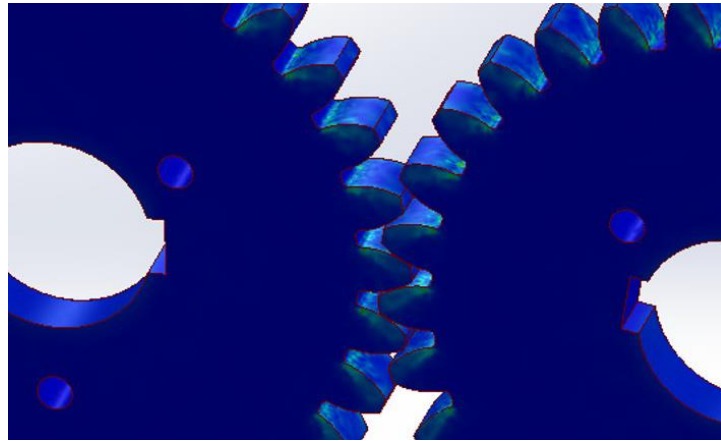


Figure IV.11 : Répartition des déformations sur les dents d'un engrenage

L'image de la figure IV.11 montre que les tracés des déformations et des contraintes de Von Mises des dents d'engrenage (voir la figure IV.2) sont très similaires. Car, la contrainte et la déformation sont directement liées par la loi de Hooke dans le domaine élastique :

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (\text{IV.1})$$

Où, E : est la constante de proportionnalité appelée module d'élasticité ou module de Young. [Pa]

σ : est la contrainte [Pa]

ε : est la déformation (sans unité), définie comme le rapport entre l'allongement ΔL et la longueur initiale L_0 :

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L_0} \quad (\text{IV.2})$$

Dans une analyse par éléments finis, les zones de forte contrainte correspondent aux zones de forte déformation élastique, car la plupart des engrenages sont conçus pour fonctionner dans le domaine élastique afin d'éviter la rupture. Ainsi, les zones où les déformations sont maximales coïncident avec les zones où les contraintes sont maximales.

Lorsqu'un engrenage est en charge, ses dents subissent un moment de flexion au niveau de l'engrènement. Cela engendre des contraintes à la base des dents, où la contrainte de flexion est maximale. En résumé, la flexion est la principale cause des contraintes alternées qui entraînent la fatigue des dents d'engrenage. Une bonne conception des engrenages vise à minimiser ces contraintes pour prolonger leur durée de vie. La figure IV.12 montre la répartition des déformations (ESTRN) dans une portion d'un engrenage en 60% HDPE–40% bois, généralement faibles mais avec certaines zones présentant des valeurs plus élevées.

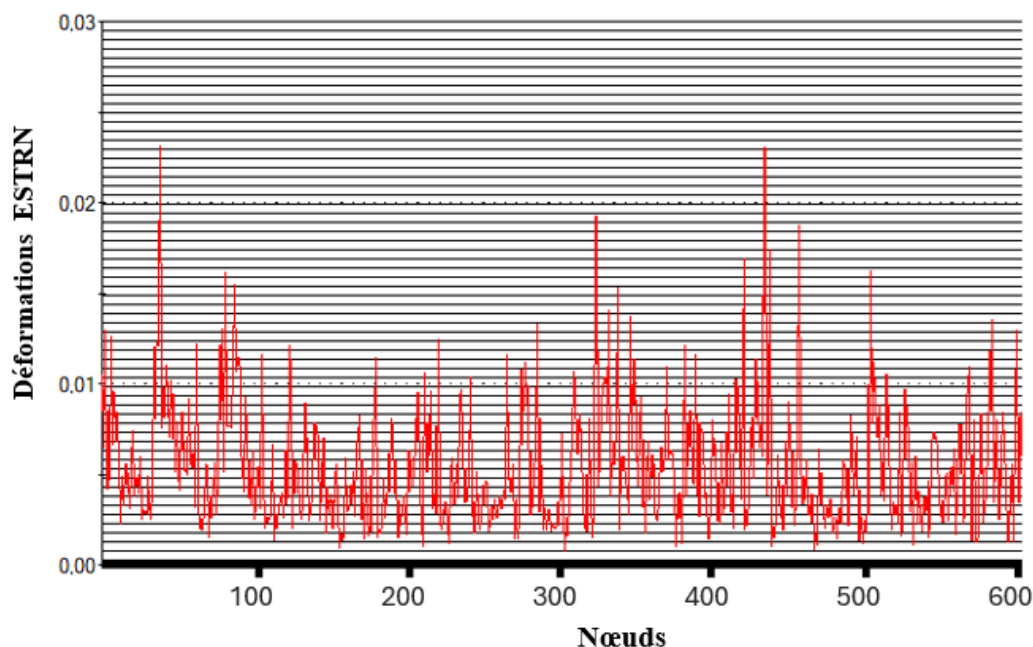


Figure IV. 12 : Distribution des déformations (ESTRN) dans une portion d'un engrenage en 60% HDPE–40% bois.

Les figures IV.13, IV.14, IV.15 et le tableau IV.4 montrent les résultats et les traces de distribution des déformations des engrenages HDPE pur et HDPE renforcé dans les différentes conditions de fonctionnement.

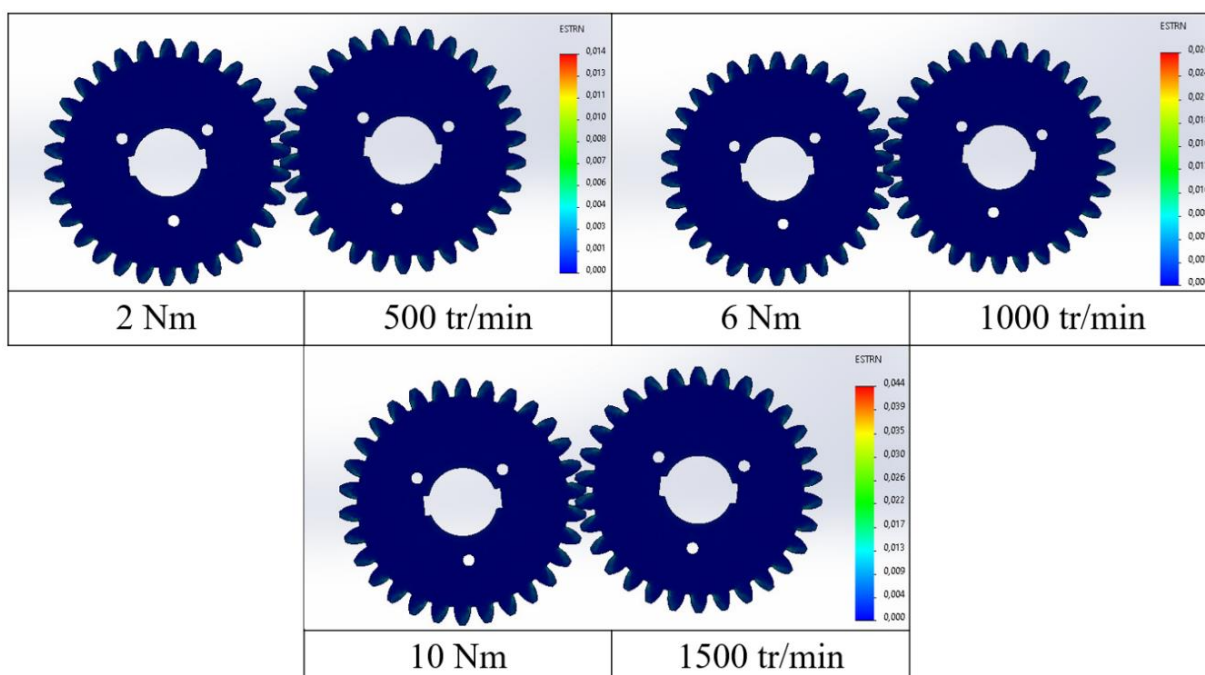
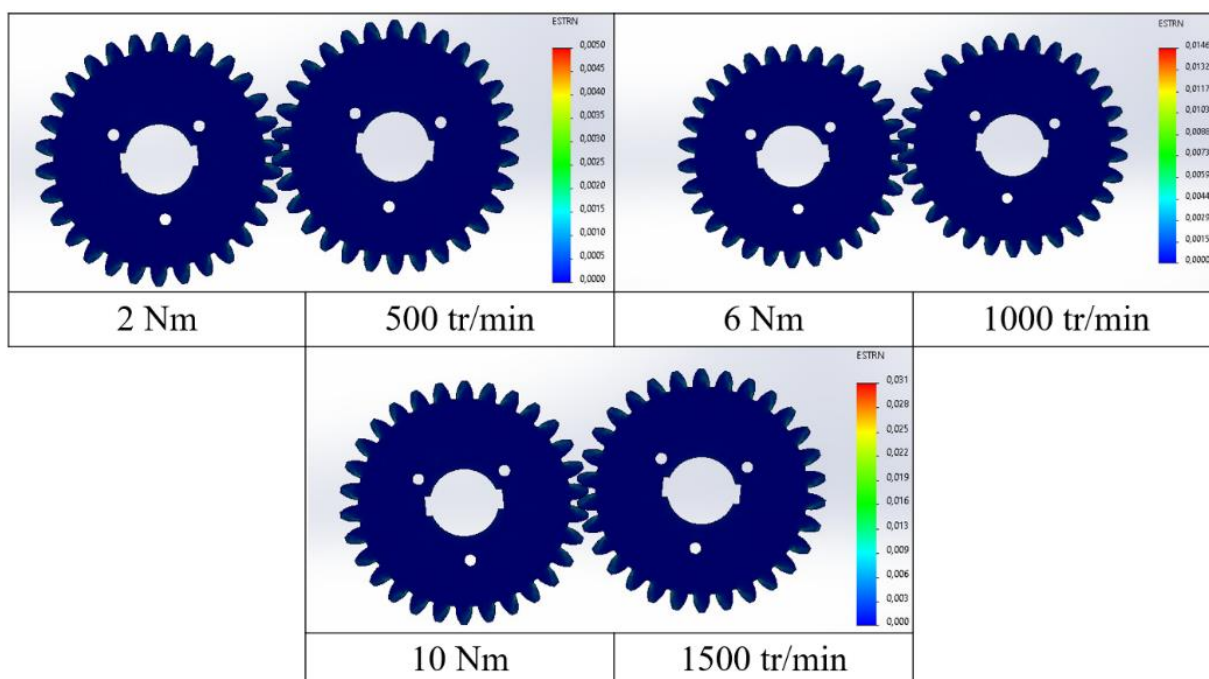
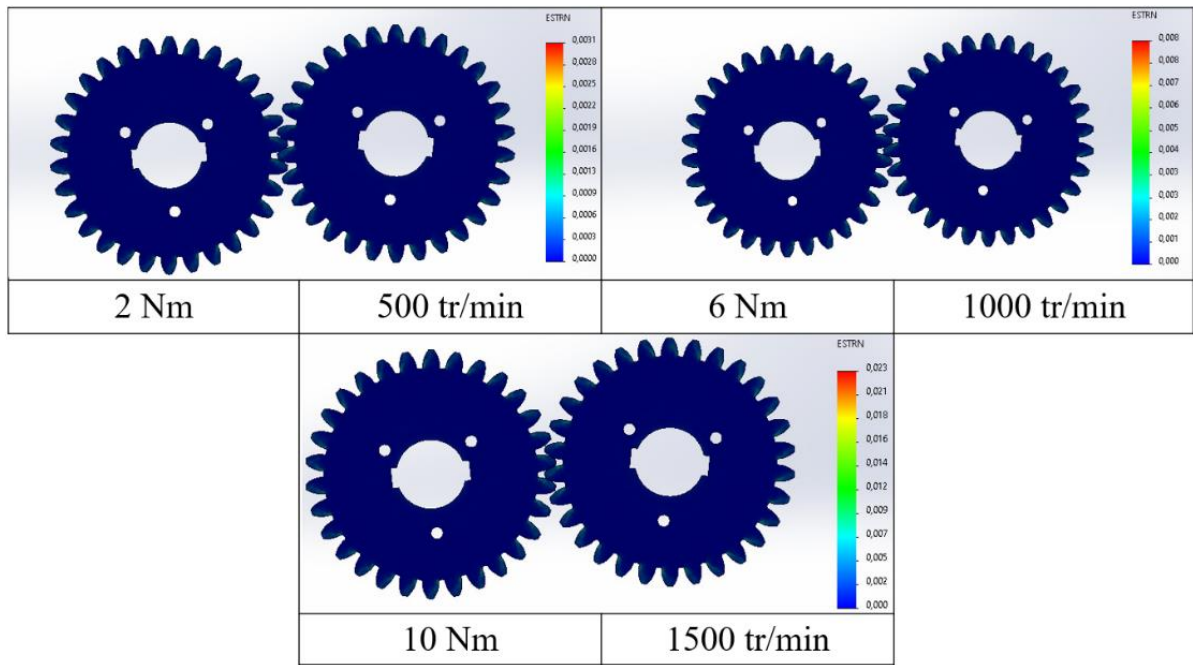


Figure IV.13: Résultats des déformations d'engrenage 100%HDPE



**Figure IV.14: Résultats des déformations d'engrenage
70%HDPE-30% bois**



**Figure IV.15: Résultats des déformations d'engrenage
60%HDPE-40% bois**

Type d'engrenage	Couple (N.m)	Vitesse angulaire (tr/min)	Déformations Min(mm/mm)	Déformations Med(mm/mm)	Déformations Max(mm/mm)
100% HDPE	2	500	0	0.007	0.014
	6	1000	0	0.013	0.026
	10	1500	0	0.022	0.044
70%HDPE-30% bois	2	500	0	0.025	0.005
	6	1000	0	0.0073	0.0146
	10	1500	0	0.016	0.031
60%HDPE-40% bois	2	500	0	0.0016	0.0031
	6	1000	0	0.004	0.008
	10	1500	0	0.012	0.023

**Tableau IV.4 : Résultats des déformations des engrenages HDPE pur
et HDPE renforcé**

Les déformations moyennes et maximales augmentent avec l'augmentation du couple et de la vitesse angulaire. Cela s'explique par l'augmentation des efforts mécaniques subis par les dents des engrenages, ce qui entraîne une déformation plus importante. Les valeurs de déformation minimale sont toutes nulles, ce qui indique une déformation homogène dans les engrenages.

L'engrenage 100%HDPE montre les déformations les plus élevées, avec une déformation maximale atteignant 0,044 mm sous 10 Nm et 1500 tr/min. En ajoutant du bois, les déformations diminuent. L'engrenage 60%HDPE-40%bois a les déformations les plus faibles, indiquant une meilleure rigidité. Cela signifie que l'ajout de fibres de bois améliore la résistance mécanique et réduit la flexion des dents.

IV.3 Résultats de simulation des engrenages de petites dimensions :

Après avoir analysé les engrenages de dimensions moyennes, des simulations sur les engrenages en petites dimensions ont été faites pour évaluer leur performance et leur fiabilité dans des environnements exigeants. Les simulations ont également permis d'évaluer l'influence des paramètres géométriques sur les performances globales, notamment en termes de transmission de puissance, d'efficacité mécanique et de résistance. Les tableaux IV.5, IV.6 et IV.7 montrent les résultats de simulation des engrenages en petites dimensions.

- Résultats des Contraintes de Von Mises :

Type d'engrenage	Couple (N.m)	Vitesse angulaire (tr/min)	Contrainte de Von Mises Min (MPa)	Contrainte de Von Mises Med (MPa)	Contrainte de Von Mises Max (MPa)
100% HDPE	2	500	0	0.605	1.210
	6	1000	0	0.999	1.998
	10	1500	0	1.362	2.725
70%HDPE-30% bois	2	500	0	2.314	4,627
	6	1000	0	3.857	7.713
	10	1500	0	5.786	11,571
60%HDPE-40% bois	2	500	0	3.036	6.072
	6	1000	0	4.555	9.110
	10	1500	0	7.598	15.196

**Tableau IV.5 : Résultats des contraintes de Von Mises des engrenages
(De=20 mm et e=2 mm) HDPE pur et HDPE renforcé**

- Résultats des déplacements :

Type d'engrenage	Couple (N.m)	Vitesse angulaire (tr/min)	Déplacements résultant Min(mm)	Déplacements résultant Med(mm)	Déplacements résultant Max(mm)
100% HDPE	2	500	0	0.115	0.229
	6	1000	0	0.165	0.331
	10	1500	0	0.202	0.405
70%HDPE-30% bois	2	500	0	0.272	0.544
	6	1000	0	0.290	0.581
	10	1500	0	0.334	0.667
60%HDPE-40% bois	2	500	0	0.298	0.597
	6	1000	0	0.323	0.645
	10	1500	0	0.351	0.703

**Tableau IV.6 : Résultats des déplacements des engrenages
(De=20 mm et e=2 mm) HDPE pur et HDPE renforcé.**

- **Résultats des Déformations :**

Type d'engrenage	Couple (N.m)	Vitesse angulaire (tr/min)	Déformations Min(mm/mm)	Déformations Med(mm/mm)	Déformations Max(mm/mm)
100% HDPE	2	500	0	0.0013	0.0026
	6	1000	0	0.0021	0.0043
	10	1500	0	0.0029	0.0058
70%HDPE-30% bois	2	500	0	0.0009	0.0019
	6	1000	0	0.0014	0.0029
	10	1500	0	0.0023	0.0047
60%HDPE-40% bois	2	500	0	0.0006	0.0012
	6	1000	0	0.0010	0.0020
	10	1500	0	0.0016	0.0031

**Tableau IV.7 : Résultats des déformations des engrenages
(De=20 mm et e=2 mm) HDPE pur et HDPE renforcé**

IV.4 Comparaison les résultats des engrenages de petites et moyennes dimensions :

Les engrenages de petites dimensions présentent des contraintes de Von Mises (Min, Med et Max) significativement plus faibles que ceux de dimensions moyennes pour les mêmes conditions de fonctionnement. Cela peut s'expliquer par l'augmentation des charges mécaniques avec la taille, ce qui argumente les contraintes des dents en contact.

Les résultats des tableaux IV.6 et IV.3 montrent une différence significative entre les déplacements des engrenages de petites dimensions et ceux de moyennes dimensions. Pour un même matériau et des conditions de charge identiques (couple et vitesse angulaire), les engrenages de petites dimensions présentent des faibles déplacements par rapport à ceux de moyennes dimensions. Par exemple, pour un engrenage en 100 % HDPE soumis à un couple de 10 N.m et une vitesse angulaire de 1500 tr/min, le déplacement maximal est de 0,405 mm pour les petites dimensions

contre 1,106 mm pour les moyennes dimensions. Cela s'explique par le fait que les engrenages plus grands subissent des efforts mécaniques accrus en raison de leur taille.

Les engrenages de moyennes dimensions présentent des déformations globalement plus importantes que ceux de petites dimensions, ce qui peut être attribué à une plus grande flexibilité du matériau lorsque la taille augmente. Par exemple, pour les engrenages en 100%HDPE, la déformation maximale passe de 0,0058 mm pour les petites dimensions à 0,05 mm pour les dimensions moyennes à 1500 tr/min et 10 N.m. L'effet de l'ajout des fibres de bois est bénéfique dans les deux cas, réduisant les déformations et améliorant la rigidité structurelle.

En résumé, les engrenages de moyennes dimensions subissent des contraintes et des déformations plus importantes que ceux de petites dimensions sous les mêmes conditions de charge, en raison de l'augmentation des efforts mécaniques avec la taille. Les résultats montrent que les déplacements et les déformations maximales sont nettement plus élevés pour les engrenages de dimensions moyennes, ce qui peut être attribué à une plus grande flexibilité structurelle.

IV.5 Comparaison des résultats de simulation avec les résultats de la littérature :

Pour bien expliquer la proportionnalité entre les études de simulation et les résultats expérimentaux issus de la littérature sur les engrenages HDPE pur et HDPE renforcé, une comparaison des contraintes et des déplacements a été réalisée (presque dans les mêmes conditions de fonctionnement) afin d'évaluer la cohérence des données obtenues.

- **Comparaisons des contraintes:**

La figure IV.16 présente les résultats de simulation et de la distribution des contraintes de Von Mises pour les engrenages en 100%HDPE et 60%HDPE-40%bois. Ces résultats sont comparés avec ceux obtenus à partir des travaux expérimentaux de la littérature (voir le tableau IV.8), plus précisément ceux de L. Toubal et P. Blais [47], afin d'évaluer la cohérence entre les données de simulation et les valeurs expérimentales.

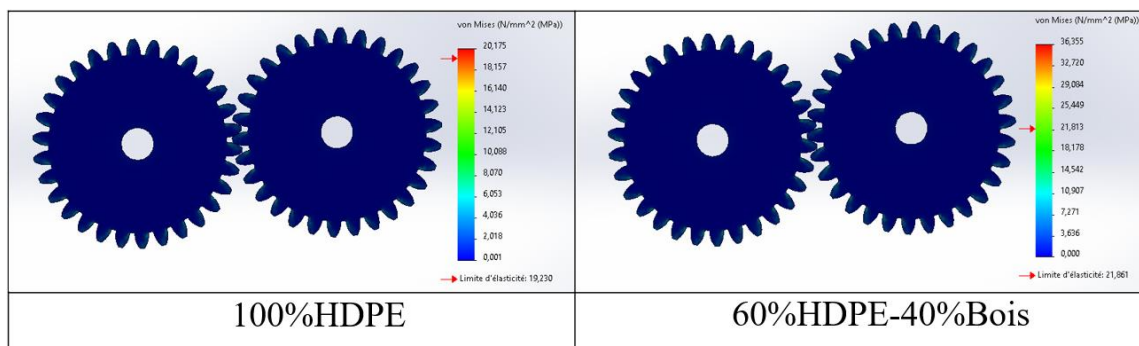


Figure IV.16: Résultats et distribution des contraintes de Von Mises sur les engrenages 100%HDPE et 60%HDPE-40%bois

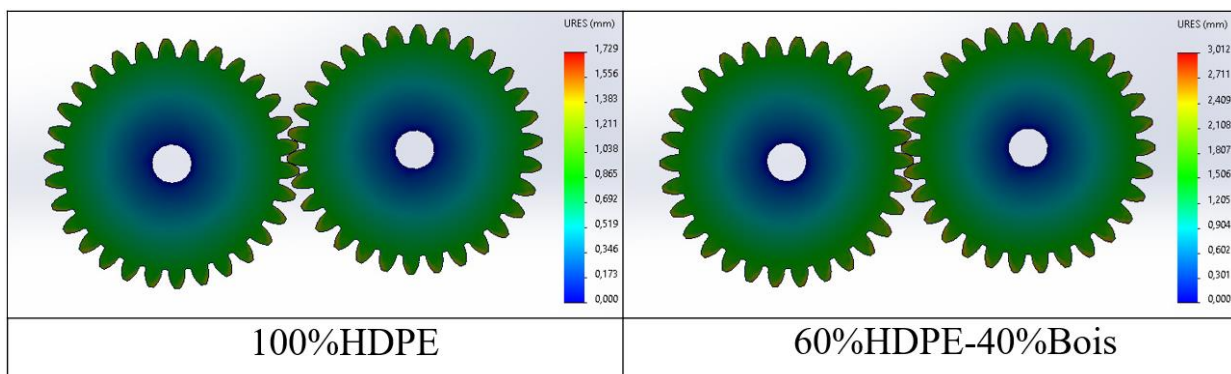
Type d'engrenage	Nos Contrainte de Von Mises Max (MPa)	Contrainte de la littérature Max (MPa) (L. Toubal et P. Blais) [47]
100% HDPE	20.175	22
60%HDPE-40% bois	36.355	37

Tableau IV.8 : Résultats des contraintes de Von Mises et des Contrainte de la littérature, des engrenages 100%HDPE et 60%HDPE-40%bois

Les résultats de simulation indiquent que la contrainte de Von Mises maximale pour l'engrenage en 100%HDPE est de 20,175 MPa, ce qui est relativement proche de la valeur expérimentale de 22 MPa mentionnée dans la littérature. La simulation d'engrenage 60%HDPE-40%bois donne une contrainte maximale de 36,355 MPa, ce qui est légèrement inférieur à la valeur expérimentale de 37 MPa. Cette différence, tout comme pour l'engrenage en 100%HDPE, peut s'expliquer par des différences dans les conditions d'essai ou des variations dans les propriétés mécaniques exactes des matériaux utilisés.

- **Comparaisons des déplacements :**

Les déplacements présentés dans la figure IV.17 et le tableau IV.9 mettent en évidence une variation significative entre les engrenages en 100%HDPE et les engrenages 60%HDPE-40%bois.



**Figure IV.17: Résultats et distribution des déplacements
sur les engrenages 100%HDPE et 60%HDPE-40%bois**

Type d'engrenage	Nos déplacements résultant Max (mm)	Nos déplacements résultant Max (%)	Déplacements de la littérature Max (%) [51]
100% HDPE	1.729	27.36	27
60%HDPE-40% bois	3.012	47,67	49

Tableau IV.9 : Résultats des déplacements de simulation et des déplacements de la littérature, des engrenages 100%HDPE et 60%HDPE-40%bois.

Pour l'engrenage 100%HDPE, le déplacement maximal obtenu par simulation est de 1,729 mm, ce qui correspond à un pourcentage de 27,36%, très proche des 27% rapportés dans la littérature. De même, pour l'engrenage 60%HDPE-40%bois, la simulation indique un déplacement maximal de 3.012 mm, soit 47.67%, en accord avec les 49% trouvés dans la littérature. L'écart relativement faible entre les résultats de

simulation et ceux de la littérature témoigne de la fiabilité du modèle de simulation utilisé.

Cette comparaison montre que l'ajout des fibres de bois, améliore certaines propriétés mécaniques du matériau, entraîne une augmentation du déplacement et des contraintes sous charge, probablement en raison d'une rigidité structurelle réduite. L'accord global entre les résultats de simulation et ceux de la littérature valide la méthodologie adoptée pour l'analyse des déplacements et des contraintes, souligne l'importance des propriétés mécaniques des composites dans la conception des engrenages polymères.

Chapitre V : Conclusion et perspectives

V.1 Conclusion :

Cette étude a permis de développer des modèles par éléments finis (MEF) à l'aide du logiciel SolidWorks, pour analyser le contact entre les dents des engrenages en HDPE pur et HDPE renforcé avec des fibres de bois, dans des différentes conditions de fonctionnement. L'objectif était de déterminer comment les variations de vitesse et de couple influencent la fatigue des dents. Ainsi que de comprendre la distinction entre les engrenages en polymère renforcés et non renforcés.

L'augmentation de la vitesse angulaire et du couple appliqué engendre une augmentation significative des contraintes de Von Mises, des déplacements et des déformations, quelle que soit la composition du matériau. Cette observation met en évidence la nécessité de considérer les effets dynamiques et thermiques lors de la conception d'engrenages en polymères renforcés, ce qui pourrait avoir un impact sur leur durabilité et leur performance en service.

L'analyse des contraintes de Von Mises et des déplacements sur les engrenages en HDPE pur et ceux renforcés avec 30% et 40% de fibres de bois révèle que l'ajout de fibres de bois augmente significativement les déplacements et les contraintes mécaniques sous charge, dans les mêmes conditions. Cette augmentation suggère une réduction de la flexibilité du matériau et une augmentation de sa rigidité. Les zones les plus sollicitées se situent aux pieds des dents et sur les surfaces de contact des engrenages. Ces régions sont soumises à des niveaux élevés de contrainte en raison des charges de transmission et de la flexion maximale.

L'analyse des déformations montre que les déformations maximales se situent dans les zones de forte contrainte, conformément à la loi de Hooke, et qu'elles sont principalement dues aux moments de flexion exercés sur les dents des engrenages. Les résultats obtenus indiquent que les engrenages en HDPE pur présentent les plus grandes déformations, atteignant jusqu'à 0,044 mm dans les conditions de fonctionnement

maximales. En revanche, l'ajout de fibres de bois dans la matrice HDPE permet de réduire significativement ces déformations.

La comparaison entre les engrenages de petites et moyennes dimensions met en évidence une augmentation significative des contraintes, des déplacements et des déformations avec la taille. Les engrenages de moyennes dimensions sont plus sensibles aux charges mécaniques, ce qui entraîne une flexibilité structurelle accrue et des efforts plus importants sur les dents en contact. Les résultats soulignent l'importance de la prise en compte de la taille dans la conception des engrenages afin d'optimiser leurs performances mécaniques.

La comparaison des résultats de simulation avec ceux de la littérature a confirmé la cohérence et la fiabilité de la méthodologie adoptée. Les valeurs obtenues pour les contraintes de Von Mises et les déplacements sont en très bon accord avec les données expérimentales préexistantes, validant ainsi les modèles de simulation utilisés dans cette étude.

V.2 Perspectives :

Les résultats de simulation ont montré l'impact significatif des variations de vitesse et de couple sur la fatigue des dents, offrant ainsi des perspectives précieuses pour l'optimisation de la conception des engrenages en polymère. L'intégration de nouveaux matériaux composites et l'optimisation de la géométrie des dents pourraient permettre d'améliorer la performance des engrenages, en particulier dans des conditions de fonctionnement extrêmes. Enfin, des études expérimentales sur des prototypes réels complèteraient et valideraient davantage les résultats théoriques, ouvrant la voie à des applications industrielles plus efficaces.

References:

- [1] S. Ferdous et M. S. Hossain, "Natural fibre composite (NFC): new gateway for jute, kenaf and allied fibres in automobiles and infrastructure sector," *World J Res Rev*, vol. 5, no. 3, pp. 35-42, 2017.
- [2]. A. Karimah *et al.*, "A review on natural fibers for development of eco-friendly bio-composite: characteristics, and utilizations," *Journal of materials research and technology*, vol. 13, pp. 2442-2458, 2021.
- [3] E. Letzelter, M. Guingand, J.-P. De Vaujany, et P. Schlosser, "A new experimental approach for measuring thermal behaviour in the case of nylon 6/6 cylindrical gears," *Polymer testing*, vol. 29, no. 8, pp. 1041-1051, 2010.
- [4] P. Blais, "Approche stochastique de l'endommagement en fatigue d'engrenages en composite renforcé avec des fibres de bouleaux," Université du Québec à Trois-Rivières, 2019.
- [5] K. Mao *et al.*, "The wear and thermal mechanical contact behaviour of machine cut polymer gears," *Wear*, vol. 332, pp. 822-826, 2015.
- [6] A. Soares Bravo, "Étude de l'endommagement thermomécanique des pièces en bioplastiques et composites de fibres naturelles : application aux engrenages," Université du Québec à Trois-Rivières, 2017.
- [7] Jože Tavčar, Borut Černe, Jože Duhovnik, Damijan Zorko, Une fonction multicritère pour l'optimisation de la conception des engrenages en polymère, *Journal of Computational Design and Engineering* , Volume 8, Numéro 2, avril 2021, Pages 581-599.
- [8] L. Toubal, D. Koffi, A. Koffi, M. Mejri, A. Bravo, et F. Erchiqui, "Evaluation du comportement et de l'endommagement d'un composite thermoplastique renforcé par des fibres courtes de bois," *Actes du Congrès. JET*, vol. 20, p. 18, 2018.
- [9] D. Chandramohan et K. Marimuthu, "A review on natural fibers," *International Journal of Research and Reviews in Applied Sciences*, vol. 8, no. 2, pp. 194-206, 2011.
- [10] H. Ville, "Matériaux composites fibres naturelles/polymère biodégradables ou non," Thèse de doctorat, Ecole des Mines d'Alès, 2011.
- [11] Bono, A. Le Duc, M. Lozachmeur, et A. Day, "Matériaux: les nouveaux champs de recherche et développement pour la valorisation des fibres végétales techniques (lin fibres et chanvre)," *OCL*, vol. 22, no. 6, p. D613, 2015.

- [12] H. Akil, M. Omar, A. M. Mazuki, S. Safiee, Z. M. Ishak, et A. A. Bakar, "Kenaf fiber reinforced composites: A review," *Materials & Design*, vol. 32, no. 8-9, pp. 4107-4121, 2011.
- [13] D. Rouison, M. Sain, et M. Couturier, "Resin transfer molding of natural fiber reinforced composites: cure simulation," *Composites science and technology*, vol. 64, no. 5, pp. 629-644, 2004.
- [14] M.-C. Trouy et P. Triboulot, "Matériau bois-Structure et caractéristiques," 2019.
- [15] D. Ndiaye, E. Fanton, S. Morlat-Therias, A. Tidjani, et J.-L. Gardette, "Durability of wood polymer composites: Part 1. Influence of wood on the photochemical properties," *Composites Science and Technology*, vol. 68, no. 13, pp. 2779-2784, 2008.
- [16] A. Oloyede et P. Groombridge, "The influence of microwave heating on the mechanical properties of wood," *Journal of Materials Processing Technology*, vol. 100, no. 1-3, pp. 67-73, 2000.
- [17] M. B. Bisailon et S. B. Laurentides, "Ahmed Koubaa, Professeur Williams Belhadeb, Auxiliaire de recherche Sébastien Migneault, Chargé de cours,".
- [18] N. Jaupart-Chourrout, "Fibres du bois et chimie du bois: les nouvelles utilisations du matériau bois," *Forêt méditerranéenne*, vol. 33, no. 4, pp. 379-384, 2012.
- [19] M. C. N. Yemele, A. Koubaa, A. Cloutier, P. Soulounganga, et M. Wolcott, "Effect of bark fiber content and size on the mechanical properties of bark/HDPE composites," *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, vol. 41, no. 1, pp. 131-137, 2010.
- [20] M. S. Parvej, M. I. Khan, et M. K. Hossain, "Preparation of nanoparticle-based polymer composites," dans *Nanoparticle-Based Polymer Composites*: Elsevier, 2022, pp. 55-94.
- [21] E. Chabert, "Matériaux composites à matrices vitrimère et polymère supramoléculaire," Paris 6, 2015.
- [22] K. Vučković, I. Galić, et I. Čular, *A Numerical Model for Estimation of Spur Gear Tooth Bending Fatigue Life*, 2016
- [23] F. Michaud, "Rhéologie de panneaux composites bois/thermoplastiques sous chargement thermomécanique: aptitude au postformage," Université Laval, 2003.

- [24] M. Kazayawoko, J. Balatinecz, et L. Matuana, "Surface modification and adhesion mechanisms in woodfiber-polypropylene composites," *Journal of materials science*, vol. 34, pp. 6189-6199, 1999.
- [25] E.FIBER, "L'effet de l'interface dans les composites de fibres naturelles et de matières plastiques," *Rev. Roum. Chim*, vol. 52, no. 4, pp. 409-414, 2007.
- [26] O.Hosseinaei, S. Wang, A. A. Enayati, et T. G. Rials, "Effects of hemicellulose extraction on properties of wood flour and wood-plastic composites," *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, vol. 43, no. 4, pp. 686-694, 2012.
- [27] <https://guide.directindustry.com/fr/bien-choisir-un-engrenage/>
- [28] <https://fstt-ing.jeun.fr/t175-troisieme-organe-de-transmission-les-engrenages>
- [29] https://www.zpag.net/Machines_Simples/engrenage_types_2.htm
- [30] <https://www.elesa.com/fr/CatalogoDatiTecniciFR/21-la-denture>.
- [31] https://www.zpag.net/Dessin_Technique/1980/EngrnagesCames/profilrm.
- [32] M. BARREAU, P. MARTINELLI, Cour "Transmission de puissance ENGRENAGES " BPF IUT de CACHAN <https://fstt-ing.jeun.fr/t175-troisieme-organe-de-transmission-les-engrenages>
- [33] Blagoja Nestorovski, Analyse analytique et numérique des contraintes de contact des engrenages droits, in *Science Engineering and Technology*, April 2023
- [34] Lynwander Peter (1983), 'Gear Drive Systems', American Lohmann Corporation, Hillside, New Jersey.
- [35] A. R. Hassan, "Contact stress analysis of spur gear teeth pair," *International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering*, vol. 3, no. 10, pp. 1279-1284, 2009.
- [36] S.-C. Hwang, J.-H. Lee, D.-H. Lee, S.-H. Han, et K.-H. Lee, "Contact stress analysis for a pair of mating gears," *Mathematical and Computer Modelling*, vol. 57, no. 1-2, pp. 40-49, 2013.
- [37] N. Loc et L. Anh, "Contact stress analysis and optimization of spur gears," Dans *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2021, vol. 1109, no. 1, p. 012004: IOP Publishing.

- [38] International Organization for Standardization 2016 Calculation of load capacity of spur and helical gears–Part 2: Calculation of surface durability (pitting) ISO 6336-2.
- [39] A. Bravo, D. Koffi, L. Toubal, et F. Erchiqui, "Life and damage mode modeling applied to plastic gears," *Engineering Failure Analysis*, vol. 58, pp. 113-133, 2015.
- [40] https://www.zpag.net/Machines_Simples/Engrenage_efforts_sur_les_dentures.htm
- [41] Louis David Archambault, Raynald Guilbault, Mesure du coefficient de frottement dans des engrenages, département de Génie Mécanique, École de Technologie Supérieure de Montréal
- [42] K. Mao, D.G. Chetwynd, M. Millson. A new method for testing polymer gear wear rate and performance, School of Engineering, University of Warwick, Tome 82, février 2020, 106323.
- [43] thermostress conversion relation, State Key Laboratory of Mechanical Transmissions, Chongqing University, Tome 266, 1 mai 2022 , 108388.
- [44] W. Li, A. Wood, R. Weidig, et K. Mao, "An investigation on the wear behaviour of dissimilar polymer gear engagements," *Wear*, vol. 271, no. 9-10, pp. 2176-2183, 2011.
- [45] Z. Lu, Z. Li, H. Liu, P. Wei, B. Xia, et M. Ye, "An accelerated fatigue test method of polymer gears based on thermostress conversion relation," *Engineering Fracture Mechanics*, vol. 266, p. 108388, 2022.
- [46] Genshen Liu, Peitang Wei, Kerui Chen, Huaiju Liu, Zehua Lu, Évaluation de la fiabilité de la fatigue des contacts des engrenages polymères avec un petit ensemble de données basé sur l'apprentissage automatique, *Journal of Computational Design and Engineering* , Volume 9, Numéro 2, avril 2022, Pages 583-597 , <https://doi.org/10.1093/jcde/qwac020>
- [47] L. Toubal et P. Blais, "Single-Gear-Tooth Bending Fatigue of HDPE reinforced with short natural fiber," *International Journal of Fatigue*, vol. 141, p. 105857, 2020.