

République Algérienne Démocratique et Populaire  
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique  
Université Djilali Bounaama Khemis Miliana  
Faculté des Sciences et Technologie  
Département de Technologie



## *MEMOIRE DE FIN D'ETUDES*

Pour l'obtention du diplôme de Master

*Filière : Génie mécanique*

*Spécialité : construction mécanique*

*Thème*

*Analyse et conception d'une déchiqueteuse pour  
le recyclage des déchets plastiques*

Présenté par :

- BOUDINA Chahira
- AZIZOU Sabah

Encadré par :

❖ Pr. MAZOUZI Ridha

*Année Universitaire : 2022-2023*



## *Dédicaces*

*- Aux personnes qui me sont le plus chères : mes  
parents*

*Pour leurs amours leurs patiences et leurs  
encouragements que Dieu les protèges et leurs  
offrents une longue vie pleine de joie, santé et de  
prospérité*

*- A tous les membres de ma famille  
spécialement ma grand-mère (mani) et mes chères  
sœurs ; Fairouz, Wissal maria et Marawa pour  
leurs soutiens*

*- A tous mes amis spécialement ; « nouhaïla,  
marwa, abir »*

*-A mon binôme « Sabah »*

*-A tous les enseignants et les  
étudiants de la spécialité construction mécanique  
M2.*

*- A toutes les personnes qui m'ont  
encouragé et m'ont aidé poursuivre mes études*

*Boudina Chahira*

## Dédicaces

*-A mes chers parents ; mon père « Rabi yarhamo » et ma mère*

*Pour leurs patiences, leurs amours, leurs soutiens et leurs encouragements*

*-A mes chers frères, chères Sœurs, mes neveux et mes nièces.*

*En témoignage de mon affection que je vous porte, je vous dédie ce travail et vous souhaite tout le bonheur du monde*

*-A mon chère binôme « Chahira » qui a partagé avec moi les moments difficiles de ce travail, je te souhaite une heureuse vie.*

*-A mes chers collègues, les étudiants de master II CM.*

*-A tous ce qui m'ont enseigné tout au long de ma vie scolaire*

*-A tous mes amis (Abir, Soulaf, Fella, Nouhaïla) avec lesquels j'ai partagé mes moments de joie et de bonheur.*

*Et à tous ceux que je porte dans mon cœur.*

# *Remerciements*

*-En premier lieu, nous tenons à remercier notre Dieu notre créateur, pour le Courage et la patience qu'il nous a donné pour accomplir ce modeste travail.*

*-Nous exprimons nos vifs remerciements et notre profonde gratitude à notre encadreur : « Pr. Mazouzi » ; pour son aide, ses orientations et sa disponibilité tout au long de la présente étude.*

*-Nous remercions les honorables membres du jury de nous avoir donné le temps et la patience pour évaluer notre travail.*

*-Nous remercions tous les enseignants du « Génie Mécanique » et les membres de département des sciences et de technologie*

*-Nous remercions toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin dans la réalisation de ce travail.*

# Résumé

Les déchets sont l'un des problèmes encore non résolus, en particulier pour les déchets plastiques. Afin de résoudre le problème de la gestion des déchets plastiques, le plastique doit être recyclé. Une déchiqueteuse de plastique est une machine préliminaire utilisée pour couper les déchets plastiques en petits morceaux avant de les transformer en produits utiles. Dans ce projet, nous allons concevoir et analyser une machine capable de déchiqueter le plastique et le caoutchouc. Le broyeur doit être conçu pour un recyclage efficace des déchets. Le mécanisme d'entraînement de la machine combine les entraînements par courroie et par engrenage. Pour la conception de la déchiqueteuse, l'arbre porte-lames et la lame sont des parties importantes. Dans ce projet, nous allons concevoir un modèle numérique 3D de l'arbre et la lame de broyeur et nous allons effectuer une analyse par éléments finis avec SOLIDWORKS 21 pour calculer les contraintes et les déformations induites dans la structure de ces pièces. mm.

Les résultats de cette étude obtenue ont montré que les parties les plus chargées sont ceux qui portent les organes de transmission, pour l'analyse de l'arbre porte lames en flexion est à côté roue dentée et coté grande poulie pour l'analyse de l'arbre en torsion. La contrainte maximale de Von Mises est inférieure à la limite élastique du matériau de l'arbre donc la résistance de l'arbre port lames est vérifiée

**Mots clés :** Déchiqueteuse, plastique, éléments finis, arbre, lame, recyclage, SolidWorks

# Abstract

Waste is one of the unsolved problems, especially plastic waste. To solve the problem of plastic waste management, plastic needs to be recycled. A plastic shredder is a preliminary machine used to cut plastic waste into small pieces before transforming them into useful products. In this project, we will design and analyze a machine capable of shredding plastic and rubber. The shredder must be designed for efficient waste recycling. The machine's drive mechanism combined belt and gear drives. For the design of the shredder, the blade shaft and blade are important parts. In this project, we will design a 3D numerical model of the shredder shaft and blade, and perform a finite element analysis with SOLIDWORKS 21 to calculate the stresses and strains induced in the structure of these parts.

The results of this study have shown that the most heavily loaded parts are those carrying the transmission components, for the analysis of the blade shaft in bending is next to the gearwheel and next to the large pulley for the analysis of the shaft in torsion. The maximum Von Mises stress is less than the elastic limit of the shaft material, so the strength of the blade-holder shaft is verified.

**Keywords:** Shredder, plastic, finite elements, shaft, blade, recycling, SolidWorks

## الملخص

النفائيات هي واحدة من القضايا التي لم يتم حلها، خاصة بالنسبة للنفائيات البلاستيكية. من أجل حل مشكلة إدارة النفائيات البلاستيكية، يجب إعادة تدوير البلاستيك. آلة تقطيع البلاستيك هي آلة أولية تستخدم لقطع نفائيات البلاستيك إلى قطع صغيرة قبل تحويلها إلى منتجات مفيدة. في هذا المشروع، سوف نصمم ونحلل آلة قادرة على تقطيع البلاستيك والمطاط. يجب تصميم آلة التقطيع لإعادة تدوير النفائيات بكفاءة. تجمع آلية تشغيل الماكينة بين وسائل نقل الحركة بواسطة السير والمسننات. لتصميم آلة التقطيع، يعد العمود حامل الشفرات والشفرة أجزاء مهمة. في هذا المشروع، سوف نصمم نموذجاً رقمياً ثلاثي الأبعاد للعمود وشفرة القطع وسنجري تحليلاً محدوداً للعناصر باستخدام SOLIDWORKS 21 لحساب الاجهادات والتشوهات التي تحدث في هيكل هذه الأجزاء .

أظهرت نتائج هذه الدراسة أن الأجزاء الأكثر تحميلاً هي تلك التي تحمل مكونات الإرسال، لأن تحليل عمود النصل Von Mises في الانحناء يقع بجوار دولاب التروس وبجوار البكرة الكبيرة لتحليل العمود في الالتواء. أقصى إجهاد أقل من الحد المرين لمادة العمود، لذلك يتم التحقق من قوة عمود حامل الشفرة

كلمات المفتاحية: , SOLIDWORKS 21 ;آلة التقطيع , البلاستيك, العناصر الدقيقة ,عمود ,شفرة , إعادة تدوير ,

# *Table des matières*

Introduction générale .....	1
Chapitre I : Généralités sur les machines pour le recyclage du plastique.....	3
I.1 Introduction :.....	4
I.2 Les matériaux plastiques : .....	4
I.2.1 Définition de plastique : .....	4
I.2.2 Les types de plastique recyclable : .....	5
I. 3 L'industrie de recyclage de plastique : .....	6
I.4 Déchiqueteuse (broyeur) de plastique :.....	7
I.5 Les Types de déchiqueteuse :.....	8
I.5.1 Broyeur a un seul arbre :.....	8
I.5.2 Broyeur à deux arbres : .....	10
I.5.3 Broyeur à trois arbres et à quatre arbres :.....	11
I .6 Composantes de la déchiqueteuse :.....	11
I.7 Travaux antérieures sur la déchiqueteuse : .....	15
I.8 conclusion :.....	17
Chapitre II : Calcul et conception .....	18
II.1 Introduction :.....	19
II.2 Analyse fonctionnelle : .....	19
II.2.1 Diagramme de SADT :.....	19
II.2.2 Diagramme Pieuvre : .....	20
II.2.3 Diagramme de FAST : .....	21
II.2.4 Schéma cinématique : .....	22
II.3 Cahier de charge et caractéristiques de la machine : .....	23
II.3.1 Calcul de la puissance :.....	24
II.4 Analyse de la conception :.....	25
II.4.1 Conception de la transmission par courroie : .....	25
II.4.2 Conception de l'arbre :.....	33
II.4.3 Conception de l'engrenage : .....	39
II.4.3.1 Calcul des engrenages : .....	40
II.4. 4 Conception des roulements : .....	41

II.4.4.1 Désignation du roulement.....	42
II.4.5 Conception des clavettes :.....	44
II.4.5.1 Caractéristiques des quatre clavettes : .....	45
II.4.5.2 Calcul de l'effort tranchant appliqué sur les clavettes : .....	45
II.5 Conclusion : .....	48
Chapitre III : Modélisation et analyse.....	49
III.1 Introduction : .....	50
III.2 Définition et utilisation de la CAO : .....	50
III.2.1 Les avantages et les inconvénients de la CAO : .....	50
III.3 Présentation du logiciel utilisé : .....	51
III.3.1 Présentation des modules SolidWorks : .....	52
III.4 Modélisation géométrique : .....	53
III.4.1 Modélisation géométrique de l'arbre porte-lames : .....	53
III.4.2 Modélisation géométrique de la lame de coupe : .....	54
III.4.3 Modélisation géométrique de l'assemblage (arbre+ lames) : .....	56
III.5 Modélisation numérique : .....	56
III.5.1 Introduction aux éléments finis : .....	56
III.5.2 Les étapes de résolution par éléments finis : .....	57
III.6 Conclusion : .....	72
Chapitre IV : résultats et discussion.....	73
IV.1 Introduction : .....	74
IV.2 Analyse statique de l'arbre en flexion : .....	74
IV.3 Analyse statique de l'arbre en torsion : .....	76
IV.4 Analyse statique de la lame : .....	79
IV.5 Analyse statique de l'assemblage (Arbre + Lames) : .....	82
IV.6 Conclusion .....	84
Conclusion générale et perspectives .....	85
Références bibliographiques.....	86

# Liste des figures

<b>Figure (I.1):</b> Exemple de plastique recyclable [3]	6
<b>Figure (I. 2) :</b> Etapes de recyclage du plastique [9]	7
<b>Figure (I.3) :</b> Broyeur à un axe vertical	9
<b>Figure (I.4) :</b> Broyeur de bois mono rotor	9
<b>Figure (I.5) :</b> Broyeur de plastique mono rotor	10
<b>Figure (I. 6) :</b> Broyeur à deux arbres	10
<b>Figure (I.7) :</b> Broyeur à trois arbres	11
<b>Figure (I.8) :</b> Broyeur à quatre arbres	11
<b>Figure (I.9) :</b> Trémie de déchiqueteuse de plastique	12
<b>Figure (I.10) :</b> Organes de transmission	12
<b>Figure (I. 11) :</b> Différents arbres pour déchiqueteuse.	13
<b>Figure (I.12):</b> Types de lames	14
<b>Figure (I.13) :</b> Types de tamis	14
<b>Figure (I. 14) :</b> Cadre de broyeur [11]	15
<b>Figure (II. 1) :</b> Diagramme de SADT.	20
<b>Figure (II. 2) :</b> Diagramme de Pieuvre.	21
<b>Figure (II. 3) :</b> Diagramme de FAST.	22
<b>Figure (II. 4) :</b> Schéma cinématique.	22
<b>Figure (II. 5) :</b> Courroie trapézoïdal	25
<b>Figure (II. 6) :</b> Organigramme du calcul des courroies trapézoïdales [23].	26
<b>Figure (II. 7) :</b> Graphe de la gamme des puissances transmissibles par type de courroie [23].	27
<b>Figure (II. 8):</b> Coefficient correcteur en fonction de la longueur primitive de la courroie $L_p$ [23].	32
<b>Figure (II. 9) :</b> Coefficient correcteur fonction de l'angle d'enroulement $\theta$ [23].	32
<b>Figure (II.10 ) :</b> Efforts appliqués sur l'arbre.	34
<b>Figure (II. 11) :</b> Diagramme des moments fléchissant	37
<b>Figure (II. 12) :</b> Illustration de la section hexagonale de l'arbre.	39
<b>Figure (II. 13):</b> Engrenage parallèle à denture droite.	40
<b>Figure (II. 14):</b> Roulement à une rangée des billes à contact radial	42
<b>Figure (II. 15) :</b> Les formes des clavettes parallèles.	44
<b>Figure (II. 16) :</b> Efforts appliqués sur la clavette.	45
<b>Figure (III.1) :</b> Logo SolidWorks	51
<b>Figure (III.2) :</b> Modélisation de l'arbre porte lames en (a) 2D et (b) 3D	54
<b>Figure (III.3):</b> Modélisation de la lame en (a) 2D et (b) 3D	55
<b>Figure (III.4) :</b> Assemblage (lames + arbre).	56
<b>Figure (III.5) :</b> Interface pour le choix de l'étude	58
<b>Figure (III.6) :</b> Interface pour éditer le matériau	59
<b>Figure (III.7) :</b> Propriétés du matériau de l'arbre	59
<b>Figure (III.8) :</b> Propriétés du matériau de la lame	60

<b>Figure (III.9) : Géométrie fixe sur les paliers.....</b>	<b>61</b>
<b>Figure (III.10) : Force normale de coupe .....</b>	<b>61</b>
<b>Figure (III .11) : Force exercée par l'engrenage .....</b>	<b>62</b>
<b>Figure (III.12) : Force exercée par la poulie .....</b>	<b>63</b>
<b>Figure (III.13) : Déplacement imposé et chargements externes sur l'arbre en flexion....</b>	<b>63</b>
<b>Figure (III.14) : Application d'un appui de type palier .....</b>	<b>64</b>
<b>Figure (III.15) : Application d'un couple .....</b>	<b>64</b>
<b>Figure (III.16) : Géométrie fixe sur l'alésage de la lame.....</b>	<b>65</b>
<b>Figure (III.17) : Force normale sur les arrête tranchantes.....</b>	<b>65</b>
<b>Figure (III.18) : Déplacements imposés et charges appliquées sur l'assemblage (arbre + lames).....</b>	<b>66</b>
<b>Figure (III.19) : Maillage de l'arbre.....</b>	<b>67</b>
<b>Figure (III.20) : Maillage de la lame .....</b>	<b>67</b>
<b>Figure (III.21) : Maillage de l'assemblage .....</b>	<b>68</b>
<b>Figure (III.22) : Détails du maillage de l'arbre en flexion .....</b>	<b>68</b>
<b>Figure (III.23) : Détails du maillage de l'arbre en torsion.....</b>	<b>69</b>
<b>Figure (III.24) : Détails du maillage de la lame .....</b>	<b>69</b>
<b>Figure (III.25) : Détails du maillage de l'assemblage .....</b>	<b>70</b>
<b>Figure (III.26) : Interface pour l'exécution de l'analyse .....</b>	<b>71</b>
<b>Figure (III.27) : Interface pour visualiser les résultats .....</b>	<b>72</b>
<b>Figure (IV. 1) : Contrainte de Von Mises de l'arbre à la flexion.....</b>	<b>74</b>
<b>Figure (IV. 2) : Déplacements statiques de l'arbre en flexion .....</b>	<b>75</b>
<b>Figure (IV. 3) : Déformation statique de l'arbre en flexion .....</b>	<b>76</b>
<b>Figure (IV. 4) : Contrainte de Von Mises de l'arbre en torsion .....</b>	<b>77</b>
<b>Figure (IV. 5) : Déplacements statiques de l'arbre en torsion.....</b>	<b>78</b>
<b>Figure (IV. 6) : Analyse du coefficient de sécurité de l'arbre en torsion.....</b>	<b>78</b>
<b>Figure (IV.7) : Déformations statiques de l'arbre en torsion .....</b>	<b>79</b>
<b>Figure (IV.8) : Contrainte de Von mises pour la lame .....</b>	<b>80</b>
<b>Figure (IV.9) : Coefficient de sécurité pour la lame.....</b>	<b>80</b>
<b>Figure (IV.10) : Déplacements résultants de la lame.....</b>	<b>81</b>
<b>Figure (IV.11) : Déformations de la lame.....</b>	<b>81</b>
<b>Figure (IV. 12) : Contrainte de Von mises pour l'assemblage.....</b>	<b>82</b>
<b>Figure (IV.13) : Déplacements de l'assemblage .....</b>	<b>83</b>
<b>Figure (IV.14) : Coefficient de sécurité pour l'assemblage .....</b>	<b>83</b>
<b>Figure (IV.15) : Déformations de l'assemblage .....</b>	<b>84</b>

## Liste des tableaux

<b>Tableau (II. 1) :</b> Les composantes du schéma cinématique. ....	23
<b>Tableau (II. 2):</b> Valeur du coefficient de service [23].....	27
<b>Tableau (II. 3) :</b> Valeurs des diamètres primitifs $D_p$ et $d_p$ selon la norme ISO4183 [23]. .....	28
<b>Tableau (II. 4) :</b> Longueur primitive selon la norme ISO4183 [23].....	30
<b>Tableau (II. 5) :</b> Puissance de base de la courroie selon la norme ISO4183 [23]. ....	31
<b>Tableau (II. 6) :</b> Caractéristiques des engrenages droits. ....	41
<b>Tableau (II. 7) :</b> Caractéristiques de roulement [24]. ....	43
<b>Tableau (II. 8):</b> Caractéristique de clavette. ....	45
<b>Tableau (II. 9) :</b> Pression admissibles sur les flancs des clavettes et cannelures en MPa. .....	47

# Nomenclature

## Notations associées à l'alphabet romain :

symbole	désignation	Unité
<b>A</b>	surface de coupe traversée par le bord de la lame	mm <sup>2</sup>
<b>B</b>	largeur du bord de la lame de coupe	mm
<b>C</b>	Couple de moteur	N.m
<b>D</b>	Diamètre de l'arbre	mm
<b>Dp</b>	Diamètre de la grand poulie	mm
<b>dp</b>	Diamètre de la petite poulie	mm
<b>Fc</b>	La force de coupe	N
<b>Fp</b>	La force exercé sur la poulie	N
<b>Fr</b>	La force exercé sur engrenages	N
<b>FT</b>	La force tangentielle	N
<b>ND</b>	La vitesse de rotation de récepteurs	Tr /min
<b>Nm</b>	La vitesse de rotation de moteur	Tr /min
<b>P</b>	La puissance de moteur	KW
<b>s</b>	Coefficient de sécurité	--

## Notations associées à l'alphabet grec

Symbole	Désignation	Unité
<b><math>\alpha</math></b>	l'angle de pression	°
<b><math>\theta</math></b>	L'angle d'enroulement	°
<b><math>\mu</math></b>	Coefficient de frottement	--
<b><math>\sigma</math></b>	Contrainte de flexion	MPa
<b><math>\tau</math></b>	Contrainte maximale à la rupture du PET au cisaillement	MPa
<b><math>\omega</math></b>	Vitesse angulaire	Rad /s

## **Introduction générale**

Le plastique est la matière la plus utilisée dans notre vie quotidienne. La consommation industrielle et domestique de cette matière à augmenter d'une manière substantielle. Cette consommation génère d'énormes quantités de déchets plastiques. Seul une minime quantité de ces déchets sont recyclés. Le reste de ces déchets plastiques est versé dans l'environnement avec des conséquences néfastes sur les espèces vivantes et sur la nature. Cette situation a poussé les autorités à investir dans le développement progressif de la filière de récupération et de recyclage des déchets plastiques.

L'industrie de recyclage du plastique s'appuie sur d'importantes infrastructures de tri et de transformation. Parmi ces moyens, on trouve la déchiqueteuse (ou broyeur) de plastique. Une déchiqueteuse de plastique est une machine préliminaire utilisée pour couper les déchets plastiques en petits morceaux avant de les transformer en produits utiles.

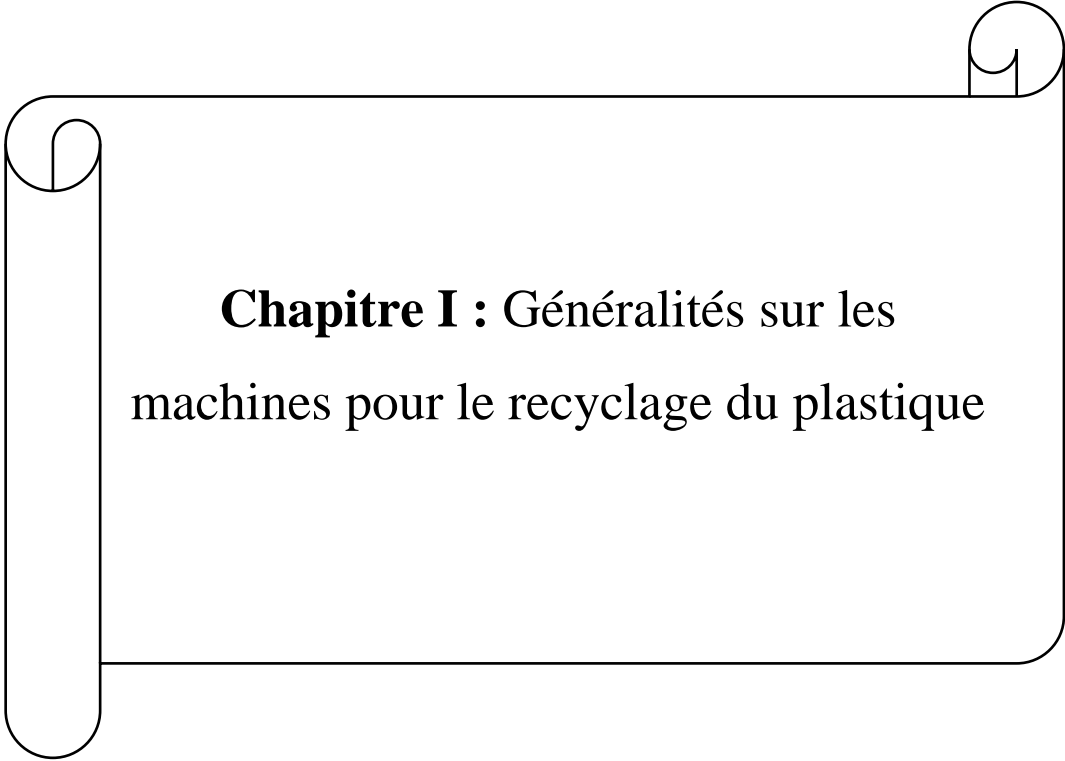
Notre projet consiste à concevoir et analyser une machine capable de déchiqueter le plastique d'une manière efficace. Le contenu de ce mémoire est articulé sur quatre parties:

- Le premier chapitre présente des généralités sur les matériaux plastiques, leur recyclage et le développement de cette industrie. Les différents types de broyeurs ainsi que leurs composants sont détaillés. Ensuite, on cite quelques travaux réalisés sur la conception de cette machine.
- Dans le deuxième chapitre, on commence par une analyse fonctionnelle de la machine, où on présente les différents diagrammes fonctionnels ainsi que le schéma cinématique avec la présentation du cahier de charge. Ensuite, la partie calcul de conception et de dimensionnement des différents organes de la machine est réalisée.
- Le troisième chapitre est consacré à la modélisation géométrique et numérique de deux pièces clés de la machine : l'arbre porte-lames et la lame de coupe. le logiciel SolidWorks 2021 est utilisé pour la conception des pièces et pour la simulation. Le type d'analyse choisi, est une analyse structurelle statique.

## Introduction générale

- Dans le dernier chapitre, les résultats sont exposés et interprétés. Ces résultats concernent les paramètres mécaniques suivantes : - la contrainte de Von Mises, - les déplacements, - les déformations équivalentes et le coefficient de sécurité.

A la fin du mémoire, les principales conclusions sont énumérées. Les suites envisageables à ce travail et les perspectives sont aussi mentionnées.



**Chapitre I : Généralités sur les machines pour le recyclage du plastique**

### **I.1 Introduction :**

Les plastiques sont des matériaux peu coûteux, légers et durables, qui peuvent être facilement moulés en une variété de produits utilisés dans un large éventail d'applications tel que : la santé, le ménage et l'industrie. La quantité de plastique usée augmente considérablement la pollution dans l'environnement. Un intérêt particulier est remarqué ces dernières années pour le recyclage des déchets plastiques, un recyclage qui demande des moyens matériels et financiers. Parmi ces moyens matériels, on trouve le broyeur.

Dans ce chapitre, on présente un aperçu sur les matériaux plastiques, sur leur recyclage et le développement de cette industrie. On présente aussi les différents types de broyeurs, leurs composants ainsi que quelques travaux réalisés sur la conception de cette machine.

### **I.2 Les matériaux plastiques :**

#### **I.2.1 Définition de plastique :**

La matière plastique est définie comme une substance polymère d'origine organique ou semi-organique, contenant un grand nombre d'atomes (ou groupes) de carbone, oxygène, hydrogène ou azote. Une matière plastique est souvent obtenue par la transformation du pétrole ou du gaz naturel. On trouve plusieurs variétés de plastiques, qui peuvent être regroupées en trois catégories : les thermoplastiques, les thermodurcissables, et les élastomères.

- **Thermoplastiques** : Ils sont constitués de chaînes indépendantes : la cohésion entre macromolécules est assurée uniquement par les liaisons faibles. Ils se déforment sous l'effet de la chaleur. Ils peuvent être refondus et réutilisés plusieurs fois. Exemple : Polystyrène, Polyéthylène, Polyamide.

- **Thermodurcissables** : Sous l'effet de la chaleur, il devient dur et ne peut plus fondre. Une nouvelle hausse de température mènerait à une destruction du polymère. Exemple : polyester.

- **Élastomères** : Ils s'étirent sous l'effet d'une action mécanique et reviennent à leur forme initiale lorsque l'action mécanique cesse. Ils sont caractérisés par une très grande élasticité. Exemple : caoutchouc.

### **I.2.2 Les types de plastique recyclable :**

Seul le thermoplastique est recyclable Fig. (I.1). Les molécules thermoplastiques sont maintenues ensemble par des liaisons faibles. Lorsqu'une chaleur suffisante est appliquée, la matière plastique peut être ramollie à plusieurs reprises et remodelée en de nouveaux produits [1]. Le plastique recyclable est généralement accompagné d'un symbole numéroté de recyclage pour aider les consommateurs à séparer les déchets de plastique en types spécifiques. Ce code a été développé par l'American Society of Plastics Industry [2]. Sept (7) types de plastique sont recensés :

- (1) PET : Polyéthylène Téréphtalate : généralement utilisé pour les bouteilles d'eau minérale et de jus de fruit et pour l'emballage.

-(2) HDPE : Polyéthylène Haute Densité : certaines bouteilles, flacons, et plus généralement les emballages.

-(3) PVC : Polychlorure de Vinyle : utilisé pour les canalisations, tubes, meubles de jardin, revêtements de sol, profiles pour fenêtre, volets, bouteilles de détergents, toiles cirées. Potentiellement dangereux pour l'usage alimentaire.

-(4) LDPE : Polyéthylène Basse Densité : bâches, sacs poubelle, sachets, films, récipients souples.

-(5) PP : Polypropylène : utilisé dans l'industrie automobile (équipements, pare-chocs), jouets, et dans l'industrie alimentaire (emballages).

- (6) PS : Polystyrène : plaques d'isolation thermique pour le bâtiment, barquettes alimentaires (polystyrène expansé), couverts et gobelets jetables, boitiers de CD, emballages (mousses et films), jouets, ustensiles de cuisine, stylos.

- (7) Autres : Autres types de plastiques qui ne rentrent dans aucune de ces catégories [2].



**Figure (I.1):** Exemple de plastique recyclable [3]

### **I. 3 L'industrie de recyclage de plastique :**

La plupart des villes en Afrique consacrent 20 % de leur budget à la gestion des déchets solides et seuls 20 à 80 % des déchets sont collectés [4-5]. Les déchets plastiques font partie du flux de déchets solides dont le Polyéthylène Téréphtalate (PET) fait partie. Le PET est utilisé pour produire des bouteilles en plastique et plusieurs autres produits en plastique [4]. La plupart des bouteilles produites à partir de PET sont de nature transparente et utilisées pour emballer de l'eau, des sodas, etc. Elles ne sont pas biodégradables et peuvent rester inchangées jusqu'à 4500 ans sur terre, menaçant les terres, les ruisseaux et les systèmes de drainage [6]. La consommation annuelle mondiale de matières plastiques est passée d'environ 5 millions de tonnes dans les années 1950 à plus de 100 millions de tonnes, ainsi, vingt (20) fois plus de plastique est produit aujourd'hui qu'il y a cinquante (50) ans [7]. Cela signifie simplement que plus de ressources sont utilisées pour répondre à la demande accrue de plastique, donc plus de déchets plastiques sont générés [7].

Traditionnellement, l'activité des entreprises de recyclage consiste à transformer un déchet en une nouvelle matière première directement consommable. Les entreprises de recyclage offrent une possibilité de substitution des matières premières vierges et contribuent ainsi à la préservation des ressources de notre Terre. En Algérie, une politique est adoptée pour la promotion d'une industrie de recyclage de plastique, ainsi, une dizaine d'entreprises spécialisées dans le recyclage du plastique ont vu le jour durant les cinq dernières années [8].

La figure (I.2) représente les différentes étapes dans un processus de recyclage de plastique. On trouve notamment : - le ramassage, - le tri, - le recyclage qui comporte le broyage et la transformation, et enfin - la fabrication de nouveau produit.



**Figure (I. 2) :** Etapes de recyclage du plastique [9]

Chaque étape dans ce processus nécessite des moyens techniques et des machines spécifiques. Dans le cas de la phase de broyage, une déchiqueteuse (broyeur) avec certaines caractéristiques est nécessaire pour réaliser cette tâche.

### **I.4 Déchiqueteuse (broyeur) de plastique :**

Une déchiqueteuse de plastique est une machine préliminaire utilisée pour couper les déchets plastiques en petits morceaux avant de les transformer en produits utiles. Les systèmes de déchiquetage sont utilisés pour réduire le volume d'un matériau donné. Un effort de cisaillement est appliqué sur le plastique avec des lames sur deux arbres (rotor) parallèles. Le plastique est cisailé une fois l'effort de cisaillement dépasse la limite de rupture du matériau.

Les broyeurs sont classés en fonction de la forme de la matière broyées tel que :

- Broyeurs à fragmentation grossière : c'est une technologie qui réduit les volumes grossièrement des déchets plastiques.
- Broyeurs à fragmentation fine : ces machines sont employées pour fabriquer un broyat fin, dont la granulométrie est de l'ordre du millimètre. Le broyat obtenu peut être utilisé en l'état pour produire des nouvelles pièces en plastique.
- Broyeurs à fragmentation ultrafine : ce sont des broyeurs qui réduisent les granulés en poudre extrêmement fine, dont la granulométrie est de l'ordre du micron. Ces poudres sont souvent mélangées à des produits de haute qualité pour produire des produits en plastique multicouches.

### **I.5 Les Types de déchiqueteuse :**

Dans l'industrie on trouve plusieurs critères pour cataloguer les broyeurs, tels que la conception des arbres horizontaux / verticaux, le système de coupe à arbre unique, à deux arbres, trois ou bien quatre arbres.

#### **I.5.1 Broyeur a un seul arbre :**

##### **a) Broyeur à axe vertical :**

Ces broyeurs conviennent à un large champ d'applications, particulièrement pour broyer des matériaux plus durs, tels que le carborundum, l'émeri et le sable de magnésium. Ces broyeurs sont également utilisés pour façonner ou éliminer les roches douces des granulats Fig. (I.3).



**Figure (I.3) :** Broyeur à un axe vertical

**b) Broyeur à mono rotor :**

La machine de broyeur à mono rotor est utilisée pour broyer les sachets de plastique, le carton, le bois et les pneus en caoutchouc. Les lames de la déchiqueteuse sont placées sur le rotor selon la matière à déchiqueter Fig. (I.4) et (I.5).



**Figure (I.4) :** Broyeur de bois mono rotor



**Figure (I.5) :** Broyeur de plastique mono rotor

### **I.5.2 Broyeur à deux arbres :**

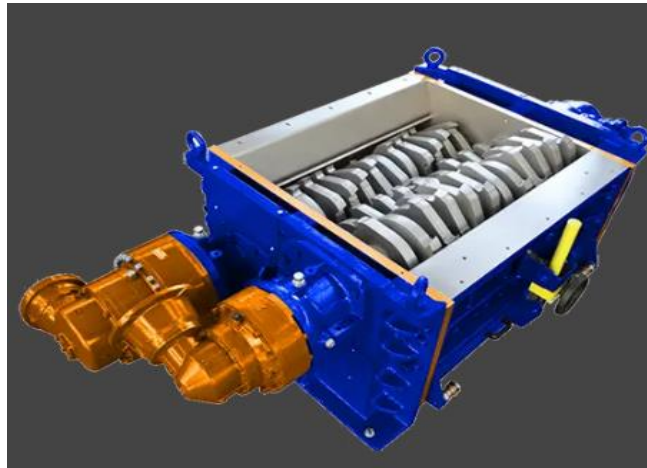
C'est la gamme la plus utilisée des broyeurs, utilisées pour broyer une large variété de déchets solides complexes à traiter, notamment les pneus, les câbles industriels, les déchets en vrac, les déchets ménagers, les déchets électroniques, le papier et les plastiques Fig. (I.6).



**Figure (I. 6) :** Broyeur à deux arbres

## I.5.3 Broyeur à trois arbres et à quatre arbres :

Le broyeur à trois ou bien à quatre arbres est moins utilisé vu leur cout très élevé. Par contre, ils ont une grande précision en termes de finition du broyage, un seul broyage suffit et pas besoin en un deuxième broyage dès le premier broyage Fig. (I.7) et (I.8).



**Figure (I.7) :** Broyeur à trois arbres



**Figure (I.8) :** Broyeur à quatre arbres

## I.6 Composantes de la déchiqueteuse :

Le processus de conception de la machine peut commencer par la reconnaissance des éléments nécessaires au fonctionnement ou à l'utilisation de la machine. La déchiqueteuse de plastique est composée de plusieurs parties qui sont détaillées ci-dessous :

- **La trémie :**

C'est l'unité qui reçoit et accumule les déchets plastiques pendant le broyage. A partir de cette unité les plastiques sont acheminés vers la chambre de broyage. Elle a une forme de cône tronqué ou bien un entonnoir en forme de pyramide renversée qui permet de déverser la substance à traiter. La trémie est généralement en acier doux ou en tôle épaisse Fig. (I.9).



**Figure (I.9) :** Trémie de déchiqueteuse de plastique

- **Le système de transmission :**

Comme toute machine rotative, le broyeur nécessite un système de transmission de puissance. Cette transmission de puissance a pour but d'adapter les caractéristiques du moteur électrique à celles de la machine tout en augmentant le couple de sortie. L'entraînement des arbres de sortie (arbres porte-lames) par le moteur est réalisé par différents organes de transmission tels que les engrenages, pignon-chaine, poulie-courroie Fig. (I.10). Le choix de l'une de ces modes de transmission est lié notamment aux conditions de fonctionnement, à la puissance de la machine et à l'encombrement.



**Figure (I.10) :** Organes de transmission

- **L'arbre :**

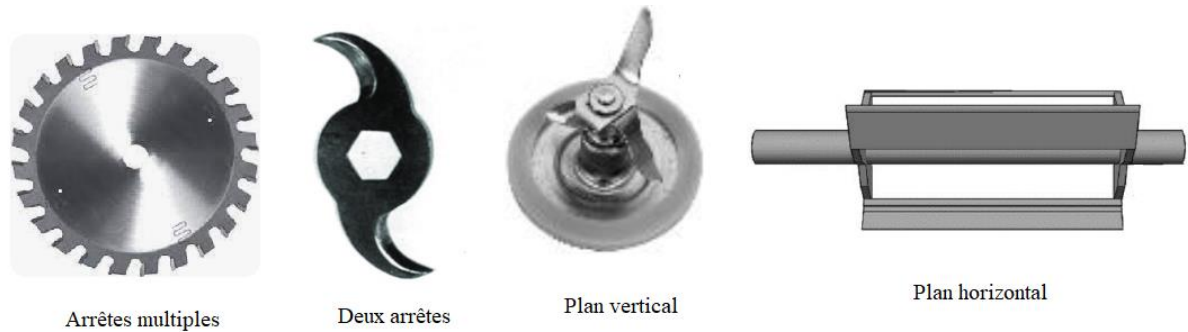
Un arbre est un élément de rotation de forme cylindrique et de section circulaire sur lequel sont montés les poulies, les engrenages ainsi que les lames de coupe. L'arbre est utilisé pour transmettre la puissance et le mouvement entre une partie motrice et une partie réceptrice. Pour la déchiqueteuse, l'arbre porte-lame est classé selon sa jonction avec l'élément de coupe, on trouve ainsi : - les arbres cannelés ou polygones, - les arbres à rainure pour clavette et - les arbres soudés avec l'élément de coupe Fig. (I.11).



**Figure (I. 11) :** Différents arbres pour déchiqueteuse

- **La lame :**

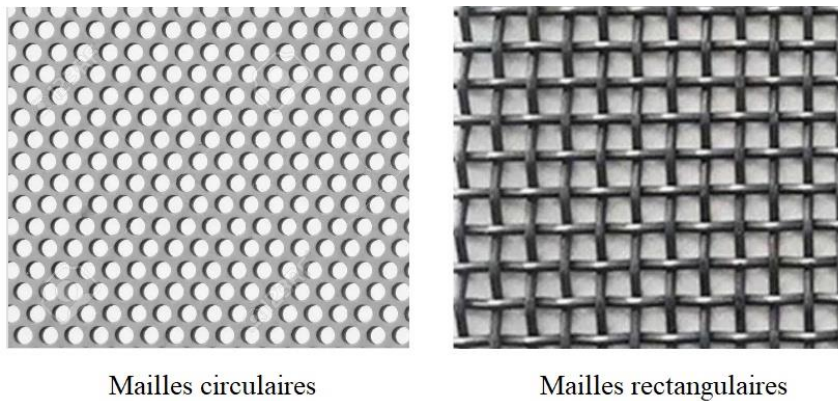
Dans le broyeur, les lames sont employées comme couteaux. Les couteaux sont utilisés pour couper les déchets plastiques qui sont envoyés dans la trémie. Les déchets plastiques passent juste sous l'ensemble de coupe. Les couteaux tranchent les déchets plastiques en petits morceaux. La plupart des lames sont fabriquées en acier doux. Les lames utilisées dans la déchiqueteuse ont une géométrie particulière avec des dimensions et des tailles différentes. Les lames sont classées selon le nombre des arrêtes tranchants (dents/crochets) et selon la direction du plan de coupe Fig. (I.12). Si les lames ne conviennent pas, la déchiqueteuse peut ne pas être en mesure de déchiqueter des objets plus durs, ou la machine peut subir un colmatage.



**Figure (I.12):** Types de lames

- **Le tamis :**

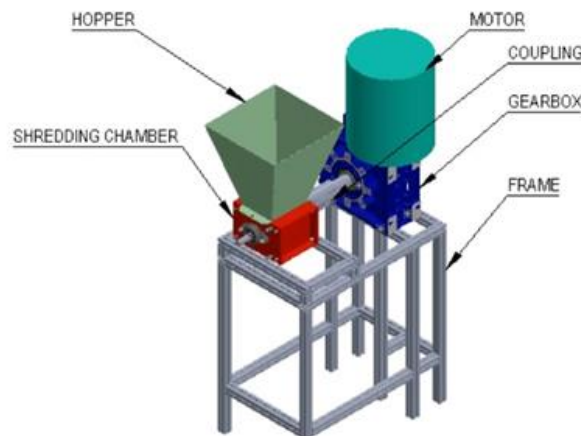
C'est un grillage en fil d'acier, situé généralement à la base du boîtier du broyeur. Il est utilisé pour sélectionner le type et la taille des déchets plastiques broyés. Seul le plastique de petites tailles peut passer à travers le maillage tandis que les plus grandes tailles reculent pour un déchiquetage plus approprié. Selon la forme des mailles, on distingue les tamis à mailles circulaires et les tamis à mailles rectangulaires Fig. (I.13).



**Figure (I.13) :** Types de tamis

- **Le Cadre :**

Le cadre de la machine est la pièce essentielle de la déchiqueteuse qui sert de support de base pour les autres éléments de la machine, surtout les pièces mobiles et sur lequel peut être montés tous les composants du broyeur.



**Figure (I. 14) :** Cadre de broyeur [11]

### **I.7 Travaux antérieures sur la déchiqueteuse :**

La déchiqueteuse joue un rôle important dans le recyclage du plastique. Plusieurs travaux sont réalisés pour améliorer les performances de cette machine. A titre d'exemple, on cite ci-dessous quelques travaux récents réalisés par les chercheurs pour le développement de la déchiqueteuse.

- **A. E. Oladejo et al.** Ont mis au point une machine à broyer pour le traitement des produits agro-chimiques. La déchiqueteuse se compose d'un moteur électrique triphasé, de roulements, d'un cadre structurel, de lames, d'une trémie, d'une unité de déchiquetage, d'une goulotte de décharge, d'un entraînement par courroie et d'un arbre. Les performances de la machine ont été estimés et les résultats des essais ont montré qu'il y avait une relation entre le poids des éléments broyées et le temps de broyage, et que le poids des petits éléments collectés augmentait avec le temps [12].

-**Vaibhav Edke1 et al,** Ont construit une machine à broyer le plastique et ont analysé le mécanisme utilisé dans la machine. Ils ont ainsi mis au point une machine qui traite les déchets plastiques de la manière la plus économique possible en les déchiquetant là où ils sont fabriqués afin de réduire les coûts de traitement et de transport [13].

-**Nitin Kumar Singh et al.,** ont construit une machine à déchiqueté qui écrase les bouteilles et les canettes utilisée dans la gestion et l'élimination des déchets. La machine est conçue et

fabriquée à base de matières premières trouvées localement, ce qui la fait bon marché et facile à nettoyer et à réparer [14].

- **Jaypal Singh Rana et al.**, ont conçu et développé une déchiqueteuse de plastique légère et moins coûteuse. Dans ce travail, ils ont présenté les essais de la machine à couper les bouteilles en plastique et analysé le mécanisme de fonctionnement de la machine. Ils ont réalisé un modèle pour le recyclage des déchets plastiques [15].

- **AbhayKatiyar et al.**, ont développé et fabriqué une machine de déchiquetage. Leur machine transformera initialement les grosses particules de déchets organiques ramassés en particules à la taille souhaitée de sorte qu'ils puissent être traités par d'autres processus chimiques et biologiques afin de les convertir en compost en un temps réduit [16].

- **Tegegne et al.**, ont conçu une déchiqueteuse de plastique à double arbre. Les arbres étaient équipés de dix-huit lames séparées par des entretoises. Chaque lame contient trois dents avec un angle de coupe de  $56^\circ$ . Les deux arbres tournent en sens opposé. Un mécanisme triangulaire en saillie est fixé sur le bord du boîtier du broyeur pour fermer la distance entre les lames et pousser la matière plastique dans l'espace entre les lames rotatives [17].

- **Biddinika, et al.**, ont conçus une déchiqueteuse avec un arbre unique horizontal composait de pales à trois arrêtes, avec deux pales statiques fixées au cadre. Le procédé de broyage se produit lorsque la position des lames rotatives coïncide avec les lames statiques. Cependant, il a été rapporté que les lames de broyage s'usaient rapidement [18].

- **Ankit B. Raut et al.**, présentent l'étude de diverses parties de la déchiqueteuse comme le support (châssis), le système de transmission et le système de coupe. Ces éléments sont fabriqués et conçus séparément. Ils ont créé un modèle pour le recyclage des déchets de papier issu d'une utilisation domestique et industrielle [19].

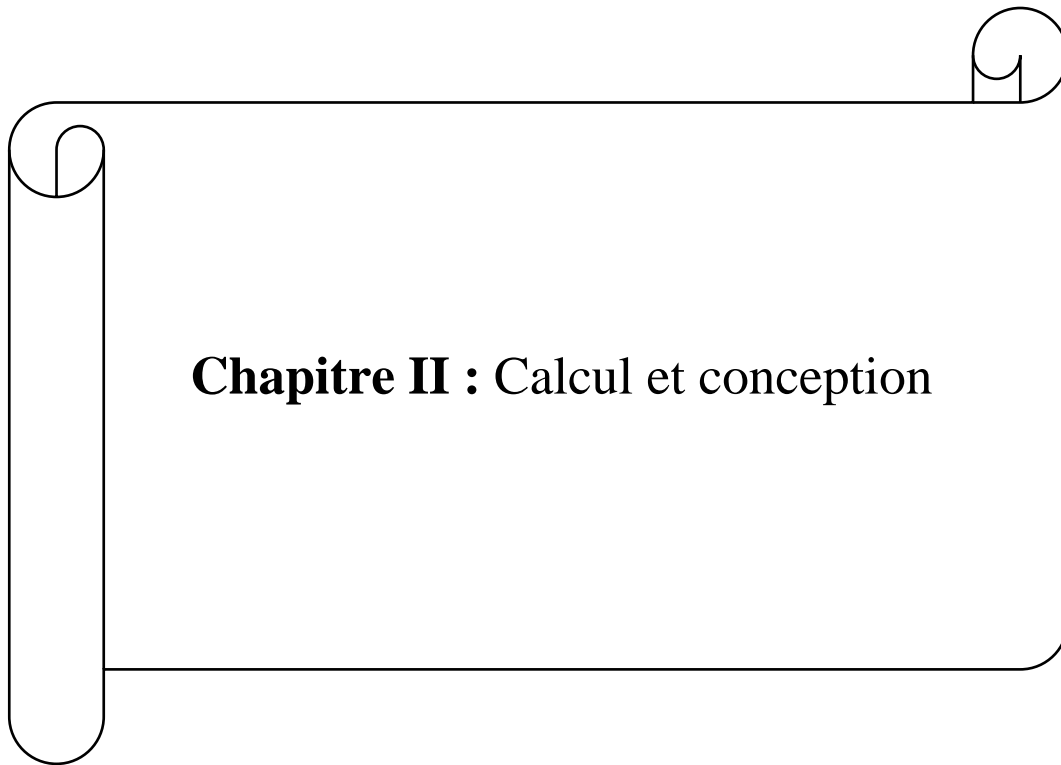
- **Fauzia Siddiqui et al.**, traitent avec une étude détaillée et d'une procédure de conception une déchiqueteuse de papier. Ils ont conçu le modèle 3D des différentes pièces avec le logiciel – « SOLIDWORKS 2014 » de Dassault Systems. L'analyse cinématique et dynamique est réalisée dans ANSYS 15 [20].

- **Karolina Głogowska1 et al.**, leurs travaux concernent le broyage mécanique des matériaux polymères dans différents types de broyeurs. Au cours du processus de broyage, les paramètres suivants ont été analysés : la consommation d'électricité, la température à l'intérieur de la chambre de broyage et la température du produit obtenu. Des propriétés tels que : les caractéristiques géométriques et la densité apparente du produit broyé ont été déterminées [21].

D'après la littérature ci-dessus, on peut conclure que la déchiqueteuse est très utile pour le recyclage des déchets (plastique, papier ou les déchets agricoles). Le but de la plupart des conceptions est de développer une déchiqueteuse de plastique plus performante, légère et moins coûteuse. L'avantage de cette machine est la réduction du travail de main-d'œuvre, ce qui entraîne une réduction des coûts.

### **I.8 Conclusion :**

D'après les généralités mentionnées dans ce chapitre, on constate que le broyeur joue un rôle très important dans une usine de recyclage ou de récupération, avec comme objectif principal la réduction du volume d'un objet quel que soit sa matière. Dans le but d'améliorer les performances et l'efficacité de ces machines, plusieurs travaux de conception et de modification sont effectués sur les déchiqueteuses. Dans le prochain chapitre, nous allons procéder à un calcul de conception basé sur un cahier de charge.



**Chapitre II : Calcul et conception**

## **II.1 Introduction :**

L'objectif fondamental de l'analyse et de la conception structurelles est de produire une structure capable de résister à toutes les charges appliquées sans défaillance pendant sa durée de vie prévue. Le but principal d'une structure est de transmettre ou de supporter des charges. Si la machine est mal conçue ou fabriquée, ou si les charges réelles appliquées dépassent les spécifications de conception, le dispositif ne remplira probablement pas sa fonction prévue, avec de graves conséquences possibles. Une structure bien conçue minimise considérablement la possibilité de pannes coûteuses. Dans ce chapitre, les calculs de dimensionnement sont réalisés afin de déterminer les dimensions nécessaires pour la conception des principaux éléments de déchiqueteuse de plastique.

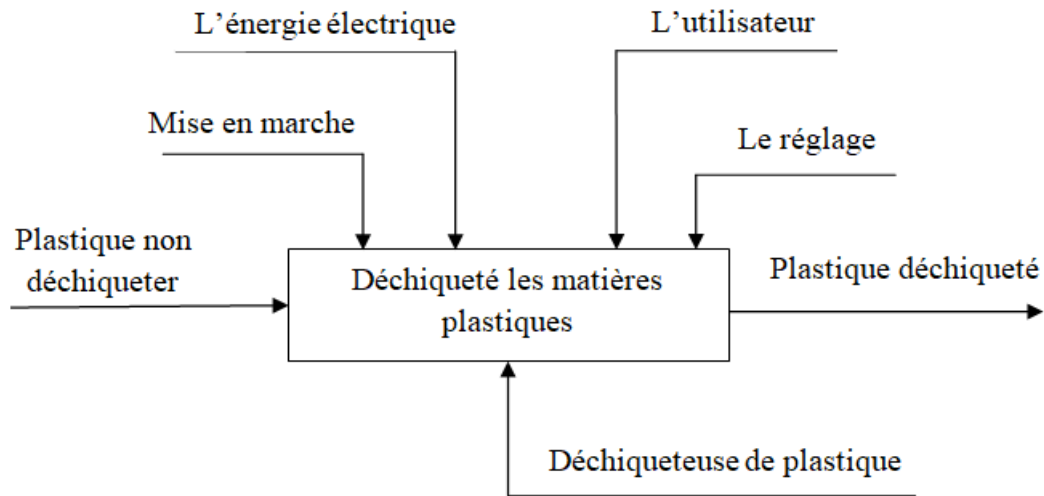
## **II.2 Analyse fonctionnelle :**

Le processus de conception de la machine peut commencer par la reconnaissance des éléments nécessaires au fonctionnement ou à l'utilisation de la machine, et il sera développé en quelques blocs fonctionnels décrivant l'entrée et la sortie. La démarche consiste à identifier, caractériser, ordonner, hiérarchiser et valoriser les fonctions. Dans le cas présent, le besoin c'est de déchiqueter (réduire le volume) des bouteilles en plastiques, c'est un besoin stable et durable car l'utilisation de plastique ne peut pas être éliminée, en plus elle est en augmentation.

### **II.2.1 Diagramme de SADT :**

Diagramme SADT (Structured Analysis and Design Technique) est un outil graphique permet l'analyse et la compréhension du système à travers la description dans un langage commun des flux de matière et d'énergie transitant à travers le système Fig. (II.1). C'est un outil de communication entre :

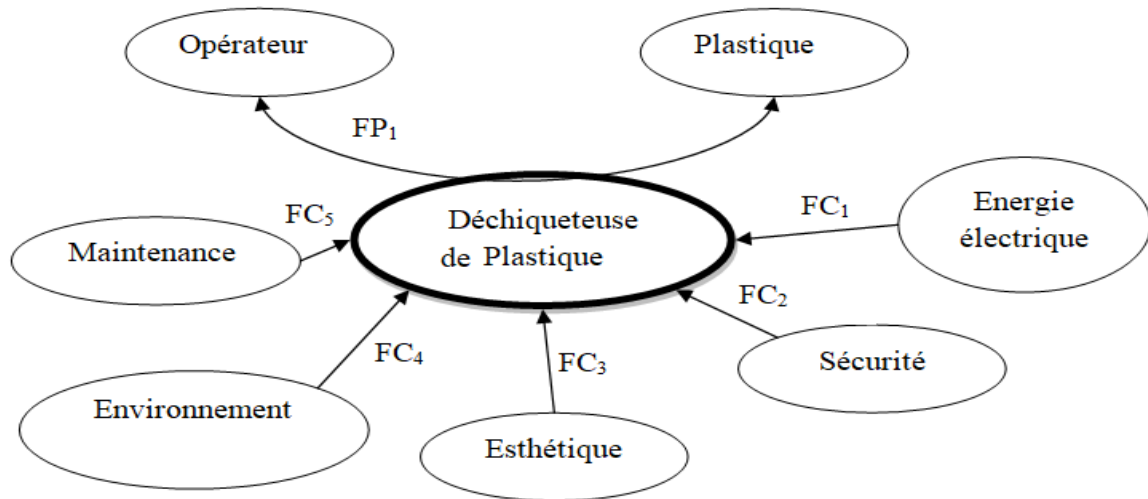
- L'équipe (les analystes) : répartir le travail et coordonner les efforts ;
- Le client (expression des besoins) ;
- La hiérarchie (direction et suivi du projet) : maîtrise de la réalisation et du suivi.



**Figure (II. 1) :** Diagramme de SADT.

## II.2.2 Diagramme Pieuvre :

Le diagramme pieuvre se présente sous la forme d'un schéma qui place le produit au cœur de son environnement Fig. (II.2). Il s'agit de l'un des principaux outils de la phase d'analyse fonctionnelle, car il illustre de façon très simple toutes les fonctions principales d'un produit, mais aussi les contraintes qui pèsent sur son mode de fabrication et son fonctionnement. Outil phare de l'analyse fonctionnelle, le diagramme pieuvre sert, avant tout, à déterminer le niveau de qualité nécessaire à un produit et à l'améliorer en fonction de ses contraintes environnementales.



**Figure (II. 2) :** Diagramme de Pieuvre.

**FP<sub>1</sub>** : Permettre de déchiqueter le plastique ;

**FC<sub>1</sub>** : Usage de l'énergie pour l'alimentation ;

**FC<sub>2</sub>** : Respecte les normes de sécurité ;

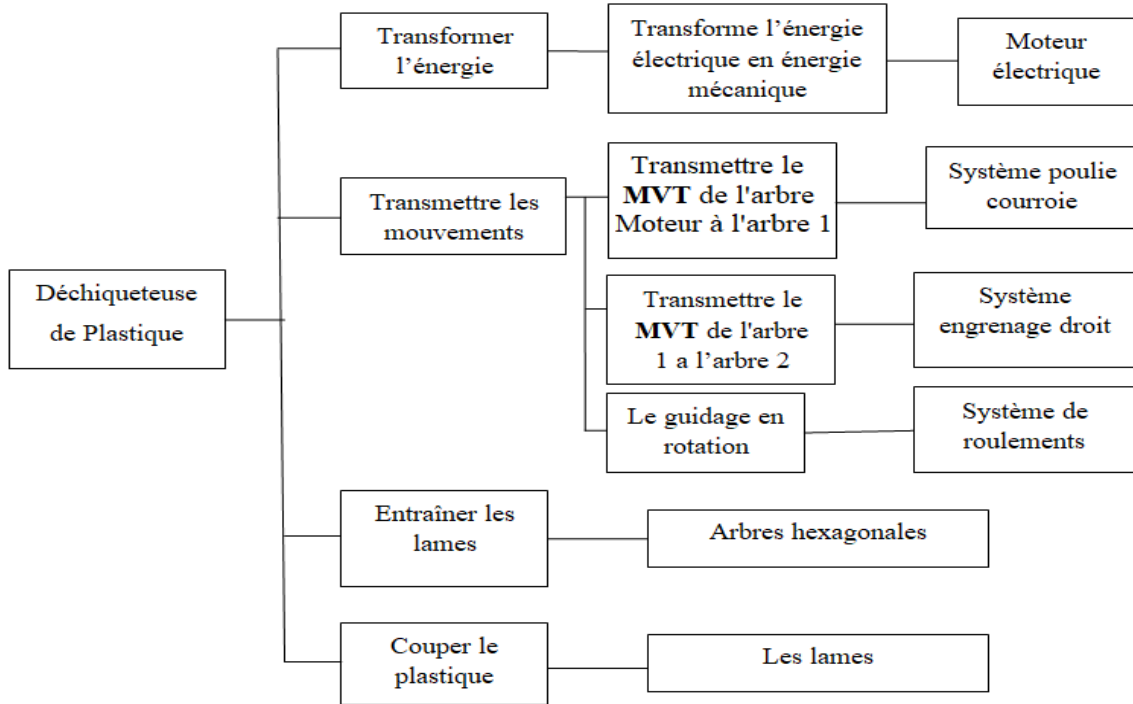
**FC<sub>3</sub>** : Attire l'utilisateur ;

**FC<sub>4</sub>** : Adapter avec l'environnement ;

**FC<sub>5</sub>** : Etre facile à maintenir.

### II.2.3 Diagramme de FAST :

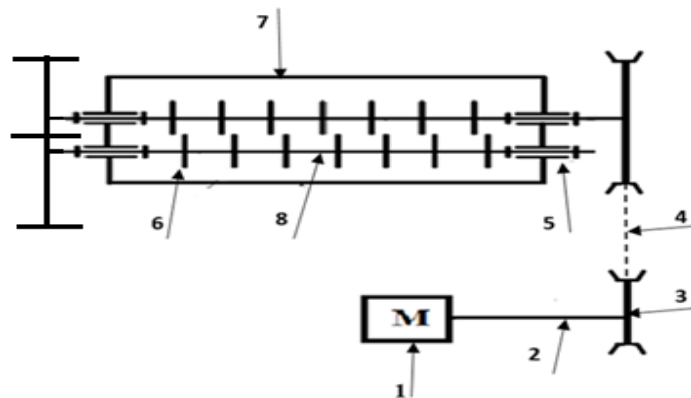
Le diagramme FAST permet à partir d'une fonction principale (FP) ou d'une fonction contrainte (FC) de faire une décomposition en fonctions techniques (FT) pour aboutir aux solutions technologiques. Chaque solution technologique est réalisée à partir de composants (ou de pièces). Pour chaque fonction technique indiquée dans un rectangle, on doit pouvoir trouver les réponses aux questions suivantes. - Pourquoi une fonction doit-elle être assurée ? - Comment cette fonction doit-elle être assurée ? - Quand cette fonction doit-elle être assurée ? Le diagramme FAST constitue alors un ensemble de données essentielles permettant d'avoir une bonne connaissance du produit et ainsi de pouvoir améliorer la solution proposée Fig. (II.3).



**Figure (II. 3) :** Diagramme de FAST.

## II.2.4 Schéma cinématique :

Chaque mécanisme est constitué de plusieurs sous-assemblages reliés entre eux par un ou plusieurs liaisons. Un schéma cinématique est établi pour mieux comprendre le mécanisme et qui doit représenter au mieux les relations entre les différents groupes d'éléments Fig. (II.4).



**Figure (II. 4) :** Schéma cinématique.

Numéro	Désignation	Nombre d'éléments
1	Moteur électrique	1
2	Arbre moteur	1
3	Poulie	2
4	Courroie	1
5	Roulement	4
6	Les lames	14
7	Le cadre	1
8	Arbre porte lames	2
9	Engrenage	1

**Tableau (II. 1) :** Les composantes du schéma cinématique.

### II.3 Cahier de charge et caractéristiques de la machine :

D'après l'analyse fonctionnelle ci-dessus, certains éléments de conception sont fixés dans le cahier de charge de la déchiqueteuse de plastique tels que :

- La transformation de l'énergie électrique en énergie mécanique avec un moteur électrique ;
- L'utilisation du système poulie courroie pour transmettre le mouvement de l'arbre moteur au 1<sup>er</sup> arbre ;
- L'utilisation du système d'engrenage pour transmettre le mouvement du 1<sup>er</sup> arbre au 2<sup>eme</sup> arbre ;
- Le guidage en rotation des arbres par des roulements ;
- L'utilisation des clavettes pour assurer une liaison en rotation entre les roues dentées et les arbres ;
- L'utilisation d'un emmanchement forcé pour assurer la liaison entre l'arbre hexagonal et les lames.

Le choix du moteur est basé essentiellement sur la puissance qui est utilisée pendant le broyage, avec une vitesse de rotation du moteur  $N_m = 600$  tr/min.

### II.3.1 Calcul de la puissance :

A partir du cahier de charge, on va calculer la puissance de moteur

$$P = C \times \omega = C \times \frac{N \times 2\pi}{60} \dots\dots\dots (II.1)$$

$\omega$ : est la vitesse angulaire en [rad/s] ;

C : le couple de moteur en [Nm].

➤ **Calcul du couple :**

$$C = F_C \times D \dots\dots\dots (II.2)$$

Avec :

$F_C$  : La force de coupe nécessaire pour couper les bouteilles en plastique [N];

$D$  : La distance perpendiculaire entre l'arrête tranchante de la lame et l'axe de rotation [mm].

➤ **Calcul de la force de coupe :**

$$\tau = F_C / A \Rightarrow F_C = \tau \times A \dots\dots\dots (II.3)$$

$$A = B \times e$$

Avec :

$\tau$  : Contrainte maximale à la rupture du PET au cisaillement ;

$F_C$  : La force de coupe nécessaire pour couper les bouteilles en plastique ;

A : surface de coupe traversée par le bord de la lame ;

B : largeur du bord de la lame de coupe ;

e : Epaisseur de la matière plastique.

Sachant que la résistance à la traction du PET est de l'ordre de 80 MPa [22]. La résistance à la rupture peut être considérée comme la résistance ultime multipliée par un facteur de sécurité de 1.5.

Résistance à la rupture de la matière plastique PET :

$$\tau = 80 \times 1.5 = 120 \text{ MPa ;}$$

$$e = 1\text{mm; } B = 10 \text{ mm}$$

A.N:

$$F_C = 120 \times 1 \times 10 = 1200 \text{ N}$$

$$C = 1200 \times 0.08 = 96 \text{ N.m}$$

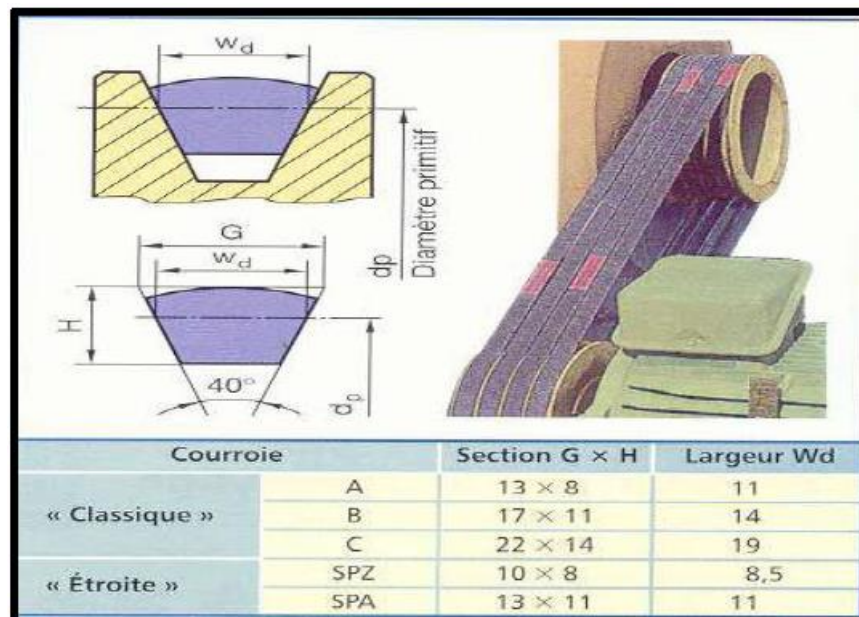
D'après les relations (II.1) et (II.2) on peut calculer la puissance du moteur :

$$P = 96 \times \frac{600 \times \pi}{30} = 6 \text{ KW}$$

## II.4 Analyse de la conception :

### II.4.1 Conception de la transmission par courroie :

Le système à poulies-courroie permet de transmettre un mouvement de rotation à une distance plus ou moins importante. Dans notre projet on a opté pour une courroie trapézoïdale. Les courroies trapézoïdales sont les courroies les plus utilisées en raison de la puissance élevée qu'elles peuvent transmettre. A tension égale elles transmettent une puissance plus élevée que les courroies plates. On les combine à des poulies à gorge trapézoïdales (à gorge en V) Fig. (II.5).

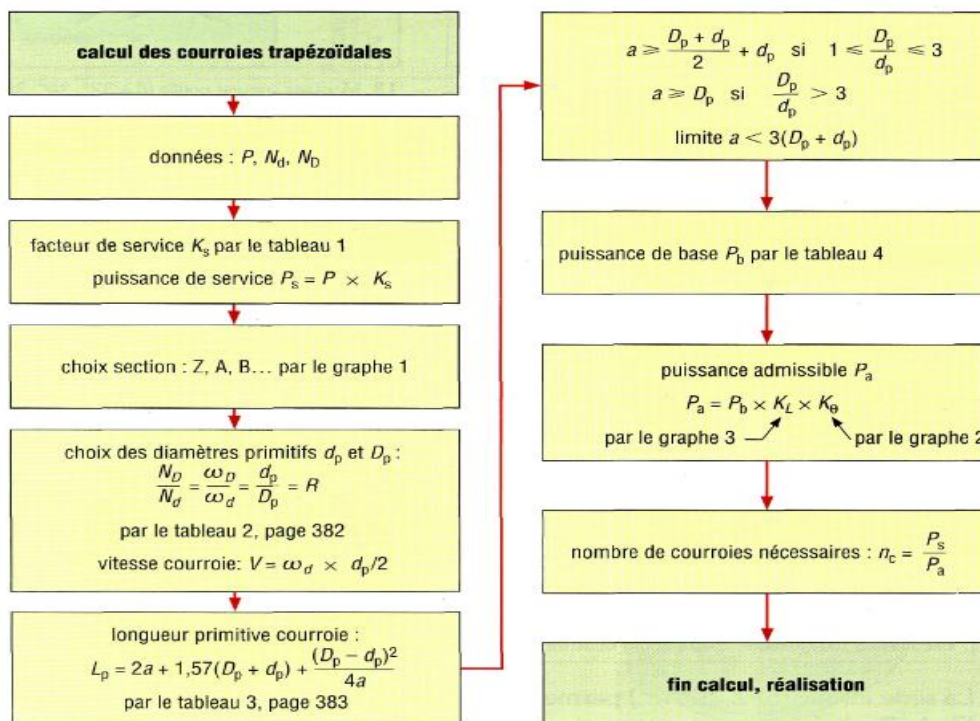


**Figure (II. 5) : Courroie trapézoïdal**

Les données initiales :

- $P = 6 \text{ KW}$  ;
- $N_D = 250 \text{ tr/min}$  ;
- $N_d = 600 \text{ tr/min}$  ;
- Durée du travail est de 6 à 16 heures et dans des conditions de transmission avec légers à-coups et chocs modérés.

Le calcul de la transmission par courroie est réalisé selon l'organigramme suivant :



**Figure (II. 6) :** Organigramme du calcul des courroies trapézoïdales [23].

- Calcul de la puissance de service  $P_S$  :

$$P_S = P \times K_S$$

$K_S$  : est le coefficient correcteur lié aux conditions de service de la transmission.

Dans le cas de ce broyeur, la courroie fonctionne 6 à 16 h/j avec légers à-coups et chocs modérés. À l'aide du tableau ci-dessous, on détermine  $K_S = 1,3$

1. Valeur du coefficient de service $K_s$				
	service léger 0 à 6 h/jour	service normal 6 à 16 h/jour	service dur 16 à 24 h/jour	service très dur en continu
transmission uniforme sans à-coups	1,0	1,2	1,4	1,6
transmission avec légers à-coups et chocs modérés	1,1	1,3	1,5	1,8
transmission avec à-coups et chocs élevés *	1,2	1,4	1,7	2,1

\* avec des inversions de sens, des démarrages fréquents sous forts couples

Tableau (II. 2): Valeur du coefficient de service [23].

$$P_s = 6 \times 1.3 = 7.8 \text{ KW}$$

$$P_s = 7.8 \text{ KW}$$

- Le choix de la section :

Une fois la puissance de service déterminée, on choisit le type de section de la courroie.

D'après le graphe si dessous Fig. (II.7), la courroie est de type B.

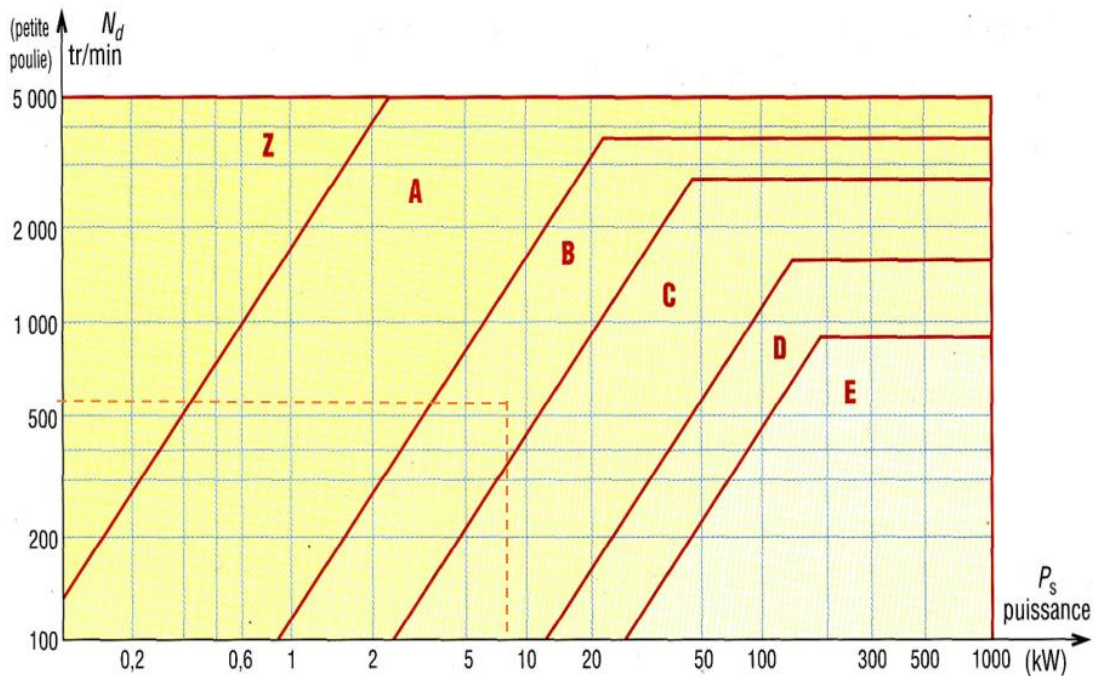


Figure (II. 7) : Graphe de la gamme des puissances transmissibles par type de courroie [23].

- Choix des diamètres primitifs :

On prend :  $d_p = 200$  mm diamètre primitif de la petite poulie

De la formule du facteur de réduction

$$r = \frac{N_D}{N_d} = \frac{\omega_D}{\omega_d} = \frac{d_p}{D_p}$$

$$r = \frac{N_D}{N_d} = \frac{250}{600} = 0.41, \text{ donc } r = 0.41$$

$$D_p = \frac{d_p}{r} = \frac{200}{0.41} = 487.80 \text{ mm ;}$$

Suivant le tableau (II.3) ci-dessous, pour un diamètre normalisé, nous avons choisi 500 mm comme diamètre de la grande poulie.

2. Diamètres primitifs $d_p$ et $D_p$ recommandés (mm) pour les poulies trapézoïdales ISO 4183	
Z SPZ	50*, 56*, 63, 71, 75, 80, 90, 100, 112, 125, 132, 140, 150, 160, 180, 200, 220, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 500, 630
A SPA	75*, 80*, 85*, 90, 95, 100, 106, 112, 121, 125, 132, 140, 150, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 300, 315, 355, 400, 450, 500, 630, 710, 800
B SPB	125*, 132*, 140, 150, 160, 170, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 600, 630, 710, 750, 800, 900, 1 000, 1 120
C SPC	200* 212*, 224, 236, 250, 265, 280, 300, 315, 335, 355, 400, 450, 500, 560, 600, 630, 710, 750, 800, 900, 1 000, 1 120, 1 250, 1 400, 1 600, 2 000
D	355, 375, 400, 425, 450, 475, 500, 560, 600, 630, 710, 750, 800, 900, 1 000, 1 060, 1 120, 1 250, 1 400, 1 500, 1 600, 1 800, 2 000
E	500, 530, 560, 600, 630, 670, 710, 800, 900, 1 000, 1 120, 1 250, 1 400, 1 500, 1 600, 1 800, 1 900, 2 000, 2 240, 2 500
* : uniquement courroies classiques Z, A, B et C	

**Tableau (II. 3) :** Valeurs des diamètres primitifs  $D_p$  et  $d_p$  selon la norme ISO4183 [23].

- La vitesse linéaire de la courroie :

$$V = \omega_d \times d_p/2 = \frac{N_d \times \pi}{30} \times d_p/2 = \frac{600 \times \pi}{30} \times \frac{200}{2} = 6283.18 \frac{mm}{s}$$

Donc  $V = 6.28$  m/s

- Calcul de l'entraxe « a » :

$$a \geq \frac{D_p + d_p}{2} + d_p \text{ Si } 1 \leq \frac{D_p}{d_p} \leq 3$$

$$\frac{D_p}{d_p} = \frac{500}{200} = 2.5 \text{ Donc } a = \frac{500 + 200}{2} + 200 = 550 \text{ mm}$$

- Calcul de la longueur primitive « Lp » de la courroie :

$$L_p = 2a + 1.75(D_p + d_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4a}$$

$$L_p = 2 \times 550 + 1.75 \times (500 + 200) + \frac{(500 - 200)^2}{4 \times 550} = \mathbf{2365.9 \text{ mm}}$$

Suivant le tableau ci-dessous, Pour une longueur primitive de 2365.9 mm, nous avons choisi la longueur la plus proche  $L_p = 2380$  mm

3. Longueurs primitives ou de référence Lp (en mm des courroies trapézoïdales)					
(L* : longueur NF ISO 4184 – les autres longueurs varient sensiblement d'un fabricant à l'autre)					
Z	270, 295, 340, 380, 405*, 435, 465, 475*, 485, 505, 530*, 545, 570, 610, 625*, 635, 675, 700*, 710, 750, 780*, 790, 840, 895, 920*, 940, 1 000, 1 055, 1 080*, 1 095, 1 145, 1 205, 1 250, 1 330*, 1 420*, 1 540*...				
A	415, 490, 541, 585, 620, 630*, 670, 700*, 719, 770, 790*, 820, 871, 890*, 933, 983, 990*, 1 049, 1 100*, 1 153, 1 201, 1 250*, 1 303, 1 353, 1 405, 1 430*, 1 455, 1 508, 1 550*, 1 608, 1 640*, 1 709, 1 750*, 1 858, 1 913, 1 940*, 2 013, 2 050*, 2 133, 2 200*, 2 273, 2 300*, 2 393, 2 480*, 2 533, 2 700*, 2 833, 3 183...				
B	613, 655, 680, 729, 780, 830, 881, 930*, 980, 1 000*, 1 033, 1 083, 1 100*, 1 133, 1 185, 1 210*, 1 243, 1 318, 1 370*, 1 393, 1 465, 1 560*, 1 668, 1 760*, 1 872, 1 950*, 2 075, 2 180*, 2 283, 2 300*, 2 380*, 2 480, 2 500*, 2 659, 2 700*, 2 870*, 3 200*, 3 393, 3 600*, 3 793, 4 060*, 4 430*, 4 820*, 5 043, 5 370*, 5 620, 6 070*, 6 585...				
C	920, 1 075, 1 152, 1 312, 1 462, 1 505*, 1 662, 1 760*, 1 840, 1 950*, 2 094, 2 195*, 2 348, 2 420*, 2 500, 2 715*, 2 907, 2 880*, 3 080*, 3 312, 3 520*, 3 720, 3 964, 4 060*, 4 177, 4 278, 4 600*, 5 015, 5 380*, 5 662, 6 100*, 6 362, 6 815*, 7 035, 7 600*, 8 038, 8 444, 9 100*, 10 062, 10 700*...				
D	2 576, 2 740*, 2 876, 3 100*, 3 226, 3 330*, 3 530, 3 730*, 4 080*, 4 386, 4 620*, 5 029, 5 400*, 5 676, 6 100*, 6 370, 6 840*, 7 126, 7 620*, 8 000, 8 405, 9 140*, 10 700*, 11 276, 12 200*, 13 700*, 15 200*...				
E	4 660*, 5 040*, 5 105, 5 420*, 5 765, 6 100*, 6 505, 6 850*, 7 265, 7 650*, 8 055, 8 410, 8 790, 9 150*, 10 035, 11 230, 12 230*, 13 750*, 15 280*, 16 800*...				
Séries étroites	SPZ	SPA	SPB	SPC	Lp (ISO 4184) : 650, 710, 800, 900, 1 000, 1 120, 1 250, 1 400, 1 600, 1 800, 2 000, 2 240, 2 500, 2 800, 3 150, 3 500, 4 000, 4 500, 5 000, 5 600, 6 300, 7 100, 8 000, 9 000, 10 000, 11 200, 12 500
	630 à 3 550	800 à 4 500	1 250 à 8 000	2 000 à 12 500	

Tableau (II. 4) : Longueur primitive selon la norme ISO4183 [23].

- Calcul de la puissance de base (P<sub>b</sub>) de la courroie :

$$d_p = 200 \text{ mm} ; \text{ et } V = 6.28 \text{ m/s}$$

Avec ces paramètres et le tableau (II.5) ci-dessous, on détermine la puissance de base de la courroie :

On a les valeurs suivantes 4.59 et 7.38, par interpolation on a une valeur P<sub>b</sub> = 4 KW

4. Puissance de base $P_b$ en kW des courroies trapézoïdales classiques													
type courroie	diamètre primitif	vitesse linéaire $V$ de la courroie (m/s)					type courroie	diamètre primitif	vitesse linéaire $V$ de la courroie (m/s)				
		5	10	15	20	25			5	10	15	20	25
<b>Z</b>	50	0,45	0,72	0,85	–	–	<b>C</b>	180	3,92	6,10	7,33	8,32	–
	60	0,62	1,05	1,35	–	–		210	4,59	7,38	9,40	10,86	11,76
	70	0,73	1,29	1,70	1,94	–		240	4,99	8,31	10,82	12,75	14,14
	80	0,83	1,48	1,97	2,30	2,41		280	5,50	9,27	12,26	14,70	16,50
	90	0,90	1,61	2,18	2,58	2,76		320	5,83	9,96	13,34	16,10	18,29
	100	0,95	1,72	2,37	2,80	3,04		360	6,14	10,56	14,16	17,19	19,69
	110	1,00	1,82	2,48	2,99	3,27		430	6,55	11,25	15,32	18,68	21,43
<b>A</b>	85	1,25	2,04	2,66	3,01	–	<b>D</b>	290	8,92	13,44	15,95	16,80	–
	100	1,42	2,37	3,12	3,99	4,10		320	9,84	15,41	18,90	20,74	20,92
	115	1,55	2,64	3,52	4,21	4,73		360	10,94	17,50	22,07	24,96	26,19
	130	1,65	2,85	4,04	4,60	5,22		400	11,80	19,20	24,61	28,33	30,42
	150	1,75	3,03	4,10	4,80	5,72		460	12,78	21,18	27,55	32,29	34,37
	170	1,82	3,19	4,33	5,00	6,10		520	13,58	22,71	29,85	35,35	39,20
	190	1,87	3,30	4,54	5,55	6,39		580	14,16	23,96	31,64	37,76	42,80
<b>B</b>	120	2,11	3,23	4,23	4,80	–	<b>E</b>	440	10,97	18,85	24,69	28,33	29,44
	140	2,35	3,95	5,02	5,83	6,37		480	11,89	20,65	27,39	31,92	33,91
	160	2,57	4,03	5,61	6,63	7,37		520	12,62	22,15	29,63	34,95	37,68
	180	2,72	4,39	6,09	7,24	8,14		600	13,84	24,57	33,28	39,86	43,75
	200	2,81	4,81	6,42	7,71	8,75		700	14,94	27,26	36,66	44,28	49,35
	220	2,92	4,89	6,73	8,13	9,24		800	15,77	28,50	39,18	47,60	53,56
	250	3,01	5,06	6,89	8,64	8,85		950	16,82	30,40	42,00	51,40	59,13

Les puissances  $P_b$  indiquées sont des moyennes et peuvent varier sensiblement d'un fabricant à l'autre (consulter leurs catalogues pour des renseignements plus détaillés)

**Tableau (II. 5) :** Puissance de base de la courroie selon la norme ISO4183 [23].

- Calcul de la puissance admissible ( $P_a$ ) de la courroie :

La puissance admissible de la courroie est donnée par la relation :

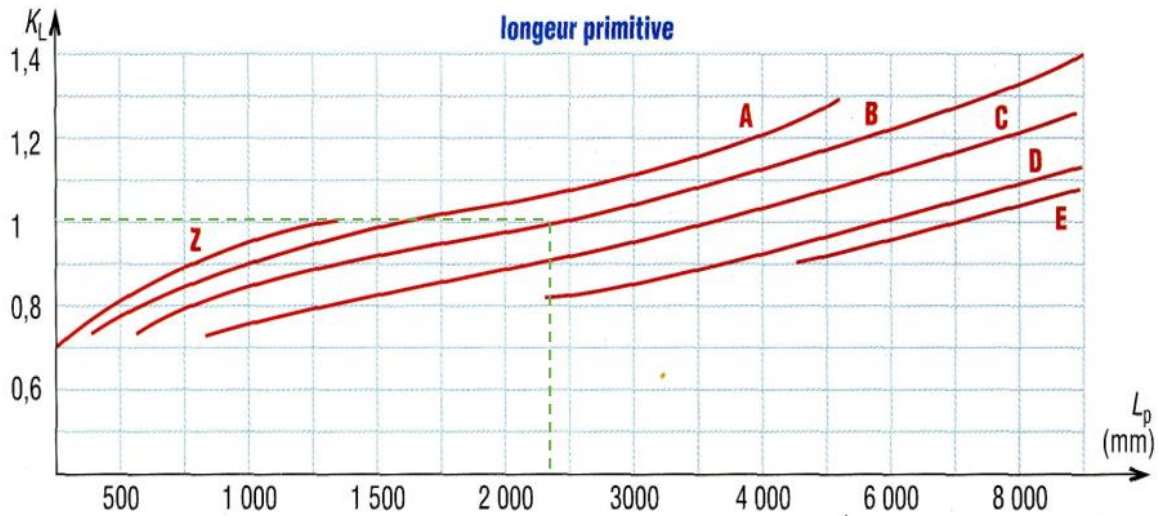
$$P_a = P_b \times K_L \times K_\theta$$

$K_L$  : Coefficient correcteur en fonction de la longueur primitive de la courroie  $L_P$  ;

$K_\theta$  : Coefficient correcteur fonction de l'angle d'enroulement  $\theta$  ;

Avec  $L_P = 2380$  mm et pour une courroie de type B, le graphe de la figure (II.8) nous donne

$$K_L \approx 1$$



**Figure (II. 8):** Coefficient correcteur en fonction de la longueur primitive de la courroie  $L_p$ [23].

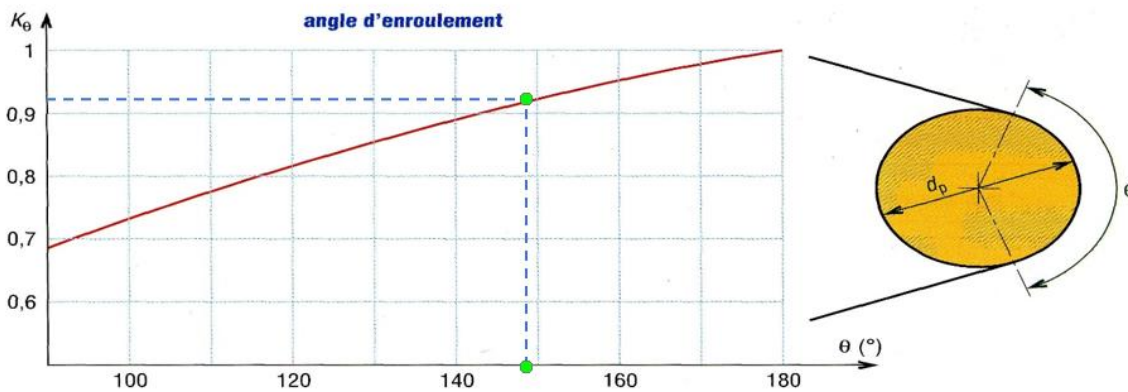
Calcul de l'angle d'enroulement sur la petite poulie :

L'angle d'enroulement  $\theta$  sur la petite poulie :

$$\theta = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \frac{D_p - d_p}{2a}$$

$$\theta = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \frac{500 - 200}{2 \times 550} = 148.34^\circ$$

Par conséquent et à l'aide du graphe ci-dessous  $K_\theta = 0.92$



**Figure (II. 9) :** Coefficient correcteur fonction de l'angle d'enroulement  $\theta$  [23].

Donc :  $P_a = 4 \times 1 \times 0.92 = 3.68 \text{ KW}$

- Nombre de courroies nécessaires :

$$n_c = \frac{P_s}{P_a} = \frac{7.8}{4.6} = 1.69 \Rightarrow \text{soit 2 courroies}$$

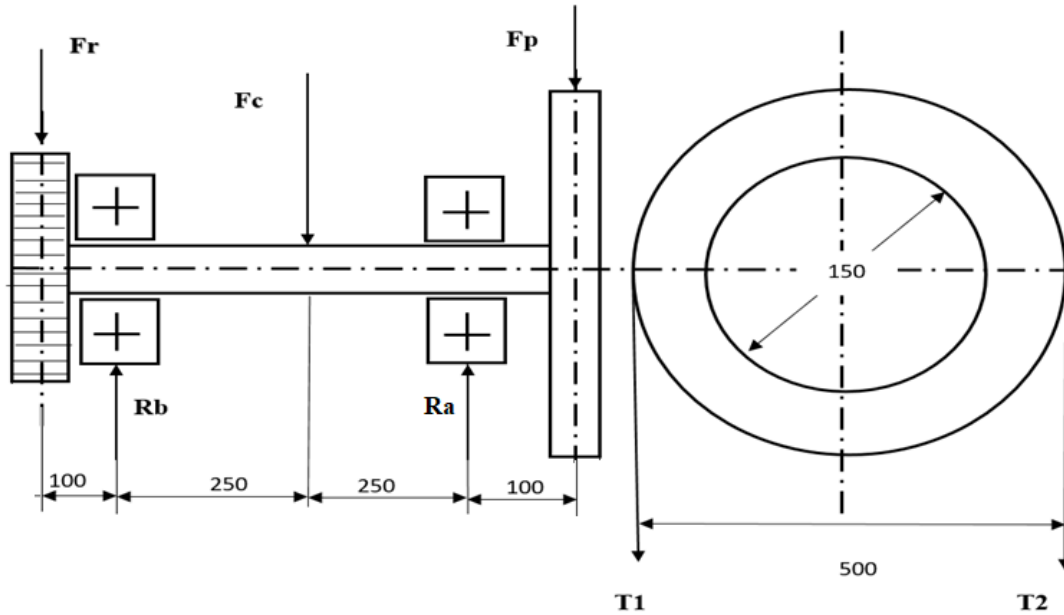
### **II.4.2 Conception de l'arbre :**

Un arbre est un élément de rotation généralement cylindrique, qui est utilisé pour transmettre le couple, la puissance et le mouvement entre divers éléments tels que des moteurs électriques et des engrenages, des poulies ou des turbines. Pour ce travail de conception, un arbre solide uniforme est utilisé pour permettre un mouvement efficace de l'arbre à travers les paliers de guidage.

L'arbre porte lames est soumis aux sollicitations combinées de torsion et de flexion. La torsion est due au couple moteur transmis alors que la flexion de l'arbre est due aux charges appliquées et notamment la force de coupe Fig. (II.10).

Pour déterminer le diamètre de l'arbre, on applique la procédure suivante :

- Calculer les réactions dans les paliers ;
- Déterminer le couple de torsion et sa répartition ;
- Déterminer le moment de flexion et sa répartition ;
- Déterminer la section critique ;
- Calculer le diamètre nécessaire pour résister aux charges de la section critique.



**Figure (II.10)** : Efforts appliqués sur l'arbre.

- $T_1$  et  $T_2$  sont les tensions du côté tendu et du côté mou de la courroie ;

$F_r$  : Effort exercé par la roue dentée

$F_p$  : Effort exercé par la poulie

$F_c$  : Effort de coupe

$R_a$  et  $R_b$  : Les réactions aux paliers

- Calcul de  $T_1$  et  $T_2$  :

Le couple transmis par la poulie est donné par :

$$C = 2(T_1 - T_2) \times \frac{D_p}{2}$$

$$T_1 - T_2 = \frac{C}{D_p} \quad (\text{II.4})$$

L'équation reliant les tensions  $T_1$  et  $T_2$  à l'angle d'enroulement est donnée par :

$$2.3 \log \left( \frac{T_1}{T_2} \right) = \mu \cdot \theta \quad (\text{II.5})$$

Où,

$\mu$  = Coefficient de frottement entre le matériau de la courroie et celui de la poulie ( $\mu=0.3$ )

$\theta$  = Angle d'enroulement en radians ( $\theta=2.58$  Rad)

A partir des équations (II.4) et (II.5), on calcule les tensions  $T_1$  et  $T_2$ .

$$\begin{cases} T_1 - T_2 = \frac{C}{D_p} \\ \frac{T_1}{T_2} = 10^{\frac{\mu \cdot \theta}{2.3}} \end{cases} \implies \begin{cases} T_1 - T_2 = \frac{96000}{500} \\ \frac{T_1}{T_2} = 10^{\frac{0.3 \times 2.58}{2.3}} \end{cases} \implies \begin{cases} T_1 - T_2 = 192 \\ \frac{T_1}{T_2} = 2.17 \end{cases}$$

$$\begin{cases} T_1 = 356 \text{ N} \\ T_2 = 164 \text{ N} \end{cases}$$

- Calcul de l'effort exercé par la poulie :

$$F_p = T_1 + T_2 + W_p$$

Avec  $W_p$  est le poids de la poulie :  $W_p = 3.5 \times 9.81 = 34.33 \text{ N}$

$$F_p = T_1 + T_2 + W_p = 164 + 356 + 34.33 = 554 \text{ N}$$

- Calcul de l'effort exercé par la roue dentée :

$$F_r = F + W_r$$

Avec :

$F$  : Effort sur les dentures

$W_r$  : Poids de la roue dentée

Connaissant l'angle de pression  $\alpha = 20^\circ$  et la composante tangentielle  $F_t$  de l'effort  $F$ , on peut calculer cet effort.

$$F_t = \frac{C}{R_r} = \frac{96000}{75} = 1280 \text{ N}$$

$$F = \frac{F_t}{\cos \alpha} = \frac{1280}{\cos 20} = 1362 \text{ N}$$

$$W_r = 0.4 \times 9.81 = 3.9 \text{ N}$$

La force au niveau de l'engrenage :

$$F_r = W_r + F = 3.9 + 1362 = 1365.9 \text{ N}$$

- Calcul des réactions  $R_a$  et  $R_b$  au niveau des paliers :

On applique le principe fondamental de la statique sur l'arbre

$$\begin{cases} \sum F_{ext} = 0 \\ \sum M_{/b} = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} F_r - R_b + F_c - R_a + F_p = 0 \\ 100F_r - 250F_c + 500R_a - 600F_p = 0 \end{cases}$$
$$\begin{cases} R_a = 991.62 \text{ N} \\ R_b = 2128.28 \text{ N} \end{cases}$$

- Calcul du moment fléchissant :

Afin de déterminer le moment fléchissant maximal, on calcul ce moment le long de l'arbre, en utilisant la méthode des sections.

- ✓ Tronçon 1:  $0 < X < 100$

$$M_{fx} = -F_r \times x$$

$$\begin{cases} x = 0 \Rightarrow M_{fx} = 0 \text{ N.mm} \\ x = 100 \Rightarrow M_{fx} = -136590 \text{ N.mm} \end{cases}$$

- ✓ Tronçon 2:  $100 < X < 350$

$$M_{fx} = -F_r \cdot x + R_b (x - 100)$$

$$\begin{cases} x = 100 \Rightarrow M_{fx} = -136590 \text{ N.mm} \\ x = 350 \Rightarrow M_{fx} = 54005 \text{ N.mm} \end{cases}$$

- ✓ Tronçon 3:  $350 < X < 600$

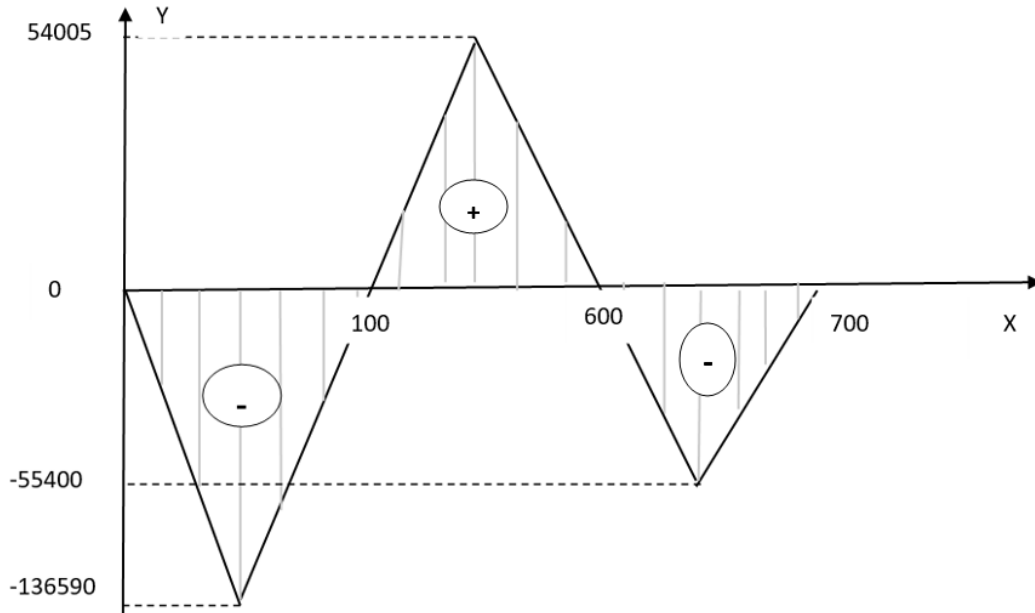
$$M_{fx} = -F_r \cdot x + R_b (x - 100) - F_c (x - 350)$$

$$\begin{cases} x = 350 \Rightarrow M_{fx} = 54005 \text{ N.mm} \\ x = 600 \Rightarrow M_{fx} = -55400 \text{ N.mm} \end{cases}$$

- ✓ Tronçon 4:  $600 < X < 700$

$$M_{fx} = -F_r \cdot x + R_b (x - 100) - F_c (x - 350) + R_c (x - 600)$$

$$\begin{cases} x = 600 \Rightarrow M_{fx} = -55400 \text{ N.mm} \\ x = 700 \Rightarrow M_{fx} = 0 \text{ N.mm} \end{cases}$$



**Figure (II. 11) :** Diagramme des moments fléchissant

D'après la figure (II.11), le moment fléchissant maximal est de l'ordre de :

$$M_{Fmax} = 136590 \text{ N.mm} = 136.59 \text{ N.m}$$

○ Calcul du diamètre de l'arbre :

On a choisi le matériau de l'arbre selon les matériaux utilisés généralement dans la fabrication des arbres des broyeurs, (C45 c'est un acier au carbone non allié contient 0.45 % de carbone)

Les caractéristiques mécaniques moyennes en état normalisé de ce matériau est :

- La résistance à la traction  $R_e = 275 / 340 \text{ MPa}$
- La résistance à la rupture  $R_m = 560 / 620 \text{ MPa}$
- L'allongement  $A\% = 14/16\%$

L'arbre est soumis à un moment de torsion et à un moment de flexion combinés, dans notre cas on a utilisé la théorie de la contrainte de cisaillement maximale ou théorie de Guest pour dimensionner l'arbre. La contrainte de cisaillement maximale est définie par la relation suivante :

$$\tau_{max} = \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_f^2 + 4 \tau^2}$$

Avec :  $\sigma_f = \frac{32M_{fmax}}{\pi d^3}$  et  $\tau = \frac{16M_t}{\pi d^3}$

En substituant les valeurs de  $\tau$  et  $\sigma_f$ , nous avons

$$\tau_{max} = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{32 M_f}{\pi d^3}\right)^2 + 4 \left(\frac{16 M_t}{\pi d^3}\right)^2} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M_f^2 + M_t^2}$$

Condition de résistance :

$$\tau_{max} \leq [\tau_{adm\ cis}]$$

$$\tau_{max} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M_f^2 + M_t^2} \leq [\tau_{adm\ cis}] \quad (II.6)$$

Dans le cas d'un matériau ductile comme l'acier, la contrainte tangentielle admissible en cisaillement  $[\tau_{adm\ cis}]$  est obtenue en tenant compte d'un coefficient de sécurité S par rapport à la limite d'élasticité en cisaillement  $\tau_e$  :

$$\tau_{adm\ cis} = \frac{\tau_e\ cis}{S}$$

Pour les matériaux ductiles, la limite élastique en cisaillement  $\tau_e\ cis$  est égale à 58 % de la limite élastique de traction, soit :

$$\tau_e\ cis = 0.58 R_e \approx 0.6 R_e$$

et donc :  $\tau_{adm\ cis} = 0.6 \frac{R_e}{S}$

$$\tau_{adm\ cis} = 0.6 \frac{305}{2} = 91.5\ MPa$$

D'après l'expression (II.6), on aura :  $d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \sqrt{M_f^2 + M_t^2}}{\pi [\tau_{adm}]}}$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \sqrt{(136590)^2 + (96000)^2}}{\pi \times 91.5}}$$

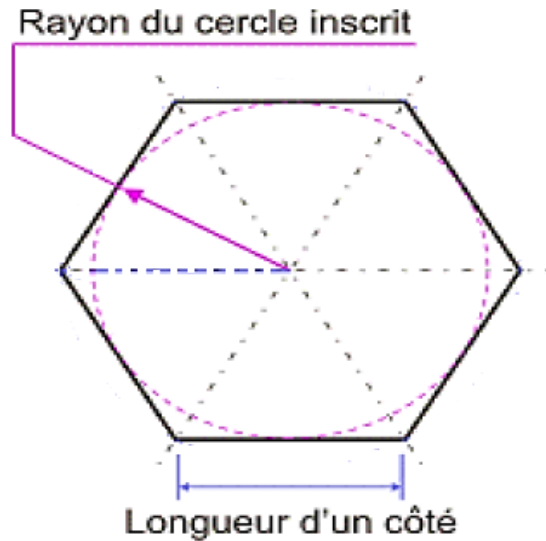
$$d \geq 21.02\ mm$$

On peut prendre un diamètre de l'arbre  $d = 30\ mm$

Pour la section hexagonale de l'arbre Fig. (II.12). L'arrête A de l'hexagone est déterminé à partir du diamètre  $d$  du cercle inscrit par la relation :

$$A = \frac{d}{\sqrt{3}}$$

$$A = \frac{30}{\sqrt{3}} = 17.32 \text{ mm}$$



**Figure (II. 12) :** Illustration de la section hexagonale de l'arbre

### II.4.3 Conception de l'engrenage :

L'engrenage est un mécanisme élémentaire composé de deux roues dentées mobiles autour d'un axe de position relative invariable, dont l'une entraîne l'autre par l'action de dents successivement en contact Fig. (II.13). Un engrenage de qualité doit assurer un bon rendement et une transmission exempte d'à-coups et de vibrations, ce qui se traduit par trois exigences fondamentales :

- Rapport constant du bras de levier ;
- Contact continu entre deux dents ;
- Absence de glissement.



**Figure (II. 13):** Engrenage parallèle à denture droite.

### II.4.3.1 Calcul des engrenages :

Les deux arbres porte lame du broyeur tournent à la même vitesse et en sens inverse. Pour notre projet, nous allons utiliser des roues cylindriques à dentures droites.

- Calcul de rapport de transmission  $r$  :

Dans notre cas, les deux arbres du broyeur tournent avec la même vitesse de rotation et ils doivent avoir le même nombre de dent et le même diamètre, de ce fait le rapport de transmission égal à 1.

$$r = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{D_1}{D_2}$$

On a :  $D_1 = 150$  mm (diamètre de pignon) ;  $D_2 = 150$  mm (diamètre de la roue) ;

$Z_1 =$  nombre des dents du pignon ;  $Z_2 =$  nombre des dents de la roue.

$$r = \frac{150}{150} = 1$$

Le module «  $m$  » peut être calculé par la formule suivante :

$$m = 2.34 \sqrt{\frac{\|\vec{F}_T\|}{k \cdot Rpe}}$$

$$\|\vec{F}_T\| = \frac{C}{r} = \frac{96 \times 1000}{75} = 1280 \text{ N}$$

$\|F_T\|$  : Force tangentielle en newtons [N],  $F_T=1280$  N ;

$K$  : Coefficient de largeur de denture, valeur choisie entre 6 et 10 ;

$R_{pe}$  : Résistance pratique à l'extension du matériau de la dent en Méga pascals MPa.

Les matériaux du couple d'engrenage qu'on a choisi dans notre conception c'est un acier faiblement allié (12 Mo Cr 31) qui est caractérisé par sa limite élastique d'extension  $R_e= 120$  N/mm<sup>2</sup>.

$R_{pe} = R_e/s = 120/2 = 60$  N/mm<sup>2</sup> avec  $s=2$  coefficient de sécurité

$$m = 2.34 \sqrt{\frac{1280}{7 \times 60}} = 4 \text{ mm}$$

Les caractéristiques des roues dentées sont résumées dans le tableau (II.6).

Module	$m$	4 mm
Nombre des Dents	$Z1=Z2$	38 dents
Pas	$P=\pi \times m$	13 mm
Saillie	$h_a= m$	4 mm
Creux	$h_f=1.25 \times m$	5 mm
Hauteur de dent	$h=2.25m$	9 mm
Diamètre primitif	$D = m.Z$	150 mm
Diamètre de tête	$d_a= D +2m$	158 mm
Diamètre de pied	$d_f = D -2.5m$	140 mm
Largeur de dent	$B = K \times m$	28 mm
Entraxe	$a = d1+d2 /2$	150 mm

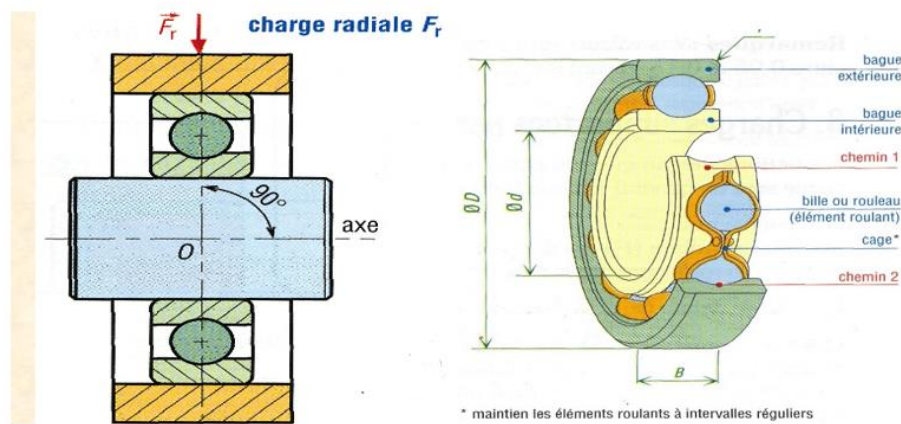
**Tableau (II. 6) :** Caractéristiques des engrenages droits.

### II.4. 4 Conception des roulements :

Le guidage en rotation des arbres de la déchiqueteuse de plastique est assuré par des roulements. Notre choix de roulement est basé essentiellement sur :

- L'effort supporté qui est un effort radial ;
- Le régime de rotation de broyeur ;
- Le couple ;
- Le frottement.

Ces conditions ont guidé notre choix à un roulement à une rangée de billes à contact radial.



**Figure (II. 14):** Roulement à une rangée des billes à contact radial

### II.4.4.1 Désignation du roulement

Roulement : 30 BC 02 X ;

30 : diamètre intérieur du roulement.

BC : roulement à une rangée de billes à contact radial ;

02 : série des dimensions

X : Type de cage

ÉCARTS SUR LA LARGEUR B DES ROULEMENTS (sauf roulements à rouleaux coniques)							ROULEMENTS À UNE RANGÉE DE BILLES, À CONTACT RADIAL, SANS ENCOCHE DE REMPLISSAGE										Exemple de désignation								
Valeurs en micromètres (µm)	Alésage d		Écart supérieur		Écart inférieur		Type BC																		
	de 3 à 50 inclus		0		- 120		P = protection d'un seul côté par flasque									E = protection d'un seul côté par joint									
	50 à 80		0		- 150		PP = protection des deux côtés par flasques									EE = protection des deux côtés par joints									
	80 à 120		0		- 200																				
120 à 180		0		- 250																					
d	Série de dimensions 10						Série de dimensions 02						Série de dimensions 03						Série de dimensions 04						
	D	B	r	C <sub>0</sub> daN	C daN	n max* tr/min	D	B	r	C <sub>0</sub> daN	C daN	n max* tr/min	D	B	r	C <sub>0</sub> daN	C daN	n max* tr/min	D	B	r	C <sub>0</sub> daN	C daN	n max* tr/min	
3							10	4	0,15	17	48,8	48 000													
4							13	5	0,2	31,5	84,4	45 000	16	5	0,3	44	111	40 000							
5							16	5	0,3	44	111	40 000	19	6	0,3	72	172	38 000							
6							19	6	0,3	72	172	38 000													
8	22	7	0,3	134	325	38 000																			
9	24	7	0,3	153	371	36 000	26	8	0,3	196	462	32 000													
10	26	8	0,3	196	462	28 000	30	9	0,6	224	507	30 000	35	11	0,6	375	806	26 000							
12	28	8	0,3	224	507	26 000	32	10	0,6	310	689	28 000	37	12	1	465	975	19 000							
15	32	9	0,3	250	559	28 000	35	11	0,6	355	780	24 000	42	13	1	540	114	20 000							
17	35	10	0,3	280	605	24 000	40	12	0,6	450	996	20 000	47	14	1	655	1350	19 000	62	17	1,1	1180	2290	15 000	
20	42	12	0,6	450	936	20 000	47	14	1	620	1270	18 000	52	15	1,1	780	1590	16 000	72	19	1,1	1660	3070	13 000	
25	47	12	0,6	560	1120	18 000	52	15	1	695	1400	15 000	62	17	1,1	1140	2250	14 000	80	21	1,5	1960	3580	11 000	
30	55	13	1	680	1330	15 000	62	16	1	1000	1950	13 000	72	19	1,1	1460	2810	11 000	90	23	1,5	2400	4360	10 000	
35	62	14	1	850	1590	13 000	72	17	1,1	1370	2550	11 000	80	21	1,5	1800	3320	10 000	100	25	1,5	3100	5530	8 500	
40	68	15	1	930	1680	12 000	80	18	1,1	1660	3070	10 000	90	23	1,5	2240	4100	9 000	110	27	2	3650	6370	8 000	
45	75	16	1	1220	2120	11 000	85	19	1,1	1860	3320	9 000	100	25	1,5	3000	5270	8 000	120	29	2	4550	7610	7 000	
50	80	16	1	1320	2160	10 000	90	20	1,1	1960	3510	8 500	110	27	2	3600	6180	7 500	130	31	2,1	5200	8710	6 300	
55	90	18	1,1	1700	2810	9 000	100	21	1,5	2500	4360	7 500	120	29	2	4150	7150	6 700	140	33	2,1	6300	9950	6 000	
60	95	18	1,1	1830	2960	8 000	110	22	1,5	2800	4750	7 000	130	31	2,1	4800	8190	6 000	150	35	2,1	6950	10800	5 600	
65	100	18	1,1	1960	3070	7 500	120	23	1,5	3400	5590	6 300	140	33	2,1	5600	9230	5 600	160	37	2,1	7800	11900	5 300	
70	110	20	1,1	2450	3770	7 000	125	24	1,5	3750	6180	6 000	150	35	2,1	6300	10400	5 300	180	42	3	10400	14300	4 500	
75	115	20	1,1	2600	3970	6 700	130	25	1,5	4050	6630	5 600	160	37	2,1	7200	11200	5 000	190	45	3	11400	15300	4 300	
80	125	22	1,1	3150	4750	6 300	140	26	2	4500	7020	5 300	170	39	2,1	8000	12400	4 500	200	48	3	12500	16300	4 000	
85	130	22	1,1	3350	4940	6 000	150	28	2	5300	8320	5 000	180	41	3	9000	13300	4 300	210	52	4	13400	17400	3 800	
90	148	24	1,5	3900	5850	5 600	160	30	2	6200	9560	4 500	190	43	3	9800	14300	4 000	225	54	4	14600	18600	3 600	
95	145	24	1,5	4150	6050	5 300	170	32	2,1	6950	10800	4 300	200	45	3	11000	15300	3 800							
100	150	24	1,5	4150	6050	5 000	180	34	2,1	7800	12400	4 000	215	47	3	13200	17400	3 600							

Tableau (II. 7) : Caractéristiques de roulement [24].

o Calcul de la durée de vie de roulement :

La durée de vie d'un roulement est définie par le nombre de tours ou d'heures de fonctionnement, à une vitesse constante donnée, avant que le roulement ne montre les premiers signes de fatigue.

La durée de vie en million de tour est définie par :

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^n$$

$L_{10}$  : durée de vie nominale exprimée en millions de tours ;

$C$  : capacité de charge dynamique en daN ;

$P$  : charge équivalente en daN ;

$n$  : égale 3 pour les roulements à billes ;

Il est préférable d'exprimer la durée de vie nominale en heures de fonctionnement :

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^n \times \left(\frac{10^6}{60 \times N}\right)$$

Avec

$N$  : la vitesse de rotation en tr/min = 250 tr/min ;

$L_{10H}$  : durée de vie nominale en heures de fonctionnement ;

A.N :

- o La Durée de vie nominale en heures de fonctionnement au palier A

$$L_{10H} = \left(\frac{1950}{99.162}\right)^3 \times \left(\frac{10^6}{60 \times 250}\right) = 506963.55 \text{ h}$$

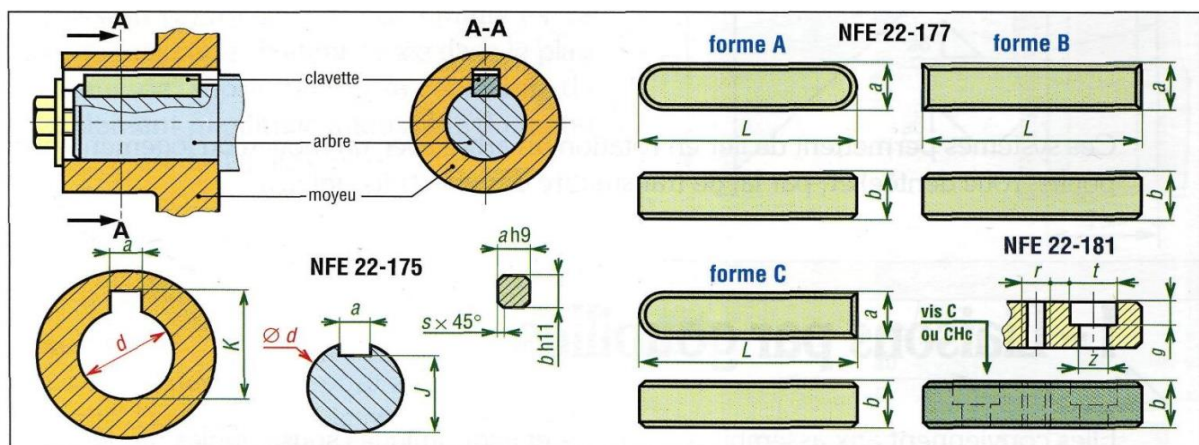
- o La Durée de vie nominale en heures de fonctionnement au palier B

$$\left(\frac{1950}{212.828}\right)^3 \times \left(\frac{10^6}{60 \times 250}\right) = 51277.433 \text{ h}$$

## II.4.5 Conception des clavettes :

Dans notre projet nous avons pris 4 clavettes parallèles de forme A. La déchiqueteuse des bouteilles en PET comporte 4 clavettes, deux identiques pour fixer en rotation les roues dentées sur les deux arbres, la troisième et la quatrième clavette sont employées pour fixer en rotation la grande poulie sur l'arbre 1 et la petite poulie sur l'arbre moteur.

Le matériau utilisé pour fabriquer les clavettes est l'Acier (C45, c'est un acier au carbone non allié contient 0.45 % de carbone) avec  $Re \geq 290 \text{ MPa}$



**Figure (II. 15) :** Les formes des clavettes parallèles.

## II.4.5.1 Caractéristiques des quatre clavettes :

Suivant le tableau (II.8) on va sélectionner les caractéristiques des quatre clavettes :

d	a	b	s	j	k	d	a	b	s	j	k
de 6 à 8 inclus	2	2	0,16	d - 1,2	d + 1	58 à 65	18	11	0,6	d - 7	d + 4,4
8 à 10	3	3	0,16	d - 1,8	d + 1,4	65 à 75	20	12	0,6	d - 7,5	d + 4,9
10 à 12	4	4	0,16	d - 2,5	d + 1,8	75 à 85	22	14	1	d - 9	d + 5,4
12 à 17	5	5	0,25	d - 3	d + 2,3	85 à 95	25	14	1	d - 9	d + 5,4
17 à 22	6	6	0,25	d - 3,5	d + 2,8	95 à 110	28	16	1	d - 10	d + 6,4
22 à 30	8	7	0,25	d - 4	d + 3,3	110 à 130	32	18	1	d - 11	d + 7,4
30 à 38	10	8	0,4	d - 5	d + 3,3	130 à 150	36	20	1,6	d - 12	d + 8,4
38 à 44	12	8	0,4	d - 5	d + 3,3	150 à 170	40	22	1,6	d - 13	d + 9,4
44 à 50	14	9	0,4	d - 5,5	d + 3,8	170 à 200	45	25	1,6	d - 15	d + 10,4
50 à 58	16	10	0,6	d - 6	d + 4,3	200 à 230	50	28	1,6	d - 17	d + 11,4

Nota : L'emploi d'une clavette, sur un arbre de dimension supérieure, est possible.

**Tableau (II. 8):** Caractéristique de clavette.

- Clavette entre petite poulie et l'arbre moteur :

Le diamètre de l'arbre moteur ( $d_1 = 25$  mm) ;

Alors:  $a_1 = 8$  ;  $b_1 = 7$  ;  $s_1 = 0,25$  ;  $j_1 = 21$  ;  $k_1 = 28,3$

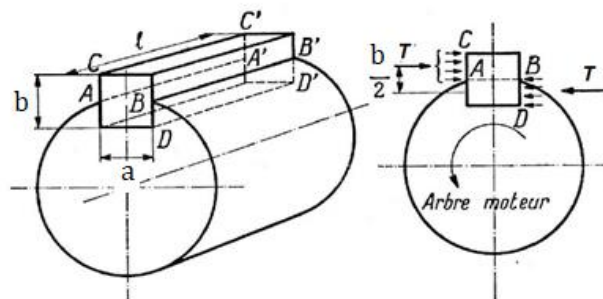
- Clavette entre grande poulie et le 1<sup>er</sup> arbre :

Avec un diamètre de l'arbre  $d = 30$  mm, on aura les caractéristiques suivantes :

$a_2 = 10$ ;  $b_2 = 8$ ;  $s_2 = 0,4$ ;  $j_2 = 25$ ;  $k_2 = 33,3$

Ces caractéristiques sont aussi valables pour les clavettes utilisés pour les roues dentées.

## II.4.5.2 Calcul de l'effort tranchant appliqué sur les clavettes :



**Figure (II. 16) :** Efforts appliqués sur la clavette.

- Calcul du couple moteur  $C_m$  appliqué sur l'arbre moteur :

$$C_m = \frac{P \times 30}{\pi \times N_m}$$

Avec P est la puissance de moteur (6 KW) ; N est la vitesse de rotation

A.N :

$$C_m = \frac{6 \times 1000 \times 30}{\pi \times 600} = 95.49 \text{ N.m}$$

- Calcul du couple  $C_r$  appliqué sur les deux arbres récepteurs :

$$C_r = \frac{P \times 30}{\pi \times N_r}$$

$$C_r = \frac{6 \times 1000 \times 30}{\pi \times 250} = 229.18 \text{ N.m}$$

- Calcul de l'effort tranchant  $T_1$  sur la clavette de l'arbre moteur :

$$T_1 = \frac{C_m}{R}$$

AN :

$$T_1 = \frac{95.49 \times 1000}{12.5} = 7639.2 \text{ N}$$

- Calcul de l'effort tranchant  $T_2$  sur les autres clavettes :

$$T_2 = \frac{229.18 \times 1000}{15} = 15278.67 \text{ N}$$

- Calcul de la longueur de clavette à partir de la condition de résistance au matage :

La condition de non-matage :

$$P_m \leq P_{ad}$$

Sélectionner la pression admissible sur les flancs des clavettes selon le tableau (II.10)

suivant :

Pressions admissibles sur les flancs des clavettes et cannelures (en MPa)*			
Type de montage	Conditions de fonctionnement		
	Mauvaises	Moyennes	Excellentes
Glissant sous charge	3 à 10	5 à 15	10 à 20
Glissant sans charge	15 à 30	20 à 40	30 à 50
Fixe	40 à 70	60 à 100	80 à 150

**Tableau (II. 9) :** Pression admissibles sur les flancs des clavettes et cannelures en MPa.

Dans notre cas, le montage fixe avec des conditions de fonctionnement moyennes :

$$P_{adm} = 90 \text{ MPa}$$

- Calcul de la pression sur les flancs des clavettes :

$$P_1 = \frac{T_1}{S_1} = \frac{T_1}{L_1 \times b_1/2}$$

$$P_1 = \frac{7639.2}{L_1 \times 3.5}$$

$$P_2 = \frac{15278.67}{L_2 \times 4}$$

$$P < P_{adm}; \quad \frac{7639.2}{L_1 \times 3.5} < 90 \quad \text{et} \quad \frac{15278.67}{L_2 \times 4} < 90$$

$$L_1 \geq \frac{7639.2}{90 \times 3.5} \quad \text{et} \quad L_2 \geq \frac{15278.67}{90 \times 4}$$

D'où  $L_1 \geq 24.24 \text{ mm}; \quad L_2 \geq 42.44 \text{ mm}$

Donc  $L_1 = 25 \text{ mm}; \quad L_2 = 43 \text{ mm}$

Pour vérifier la proportionnalité des dimensions il faut que :  $L/d < 2.5$

$$\frac{L_1}{d_1} < \frac{25}{25} = 1 < 2.5; \quad \frac{L_2}{d_2} < \frac{43}{30} = 1.4 < 2.5$$

Donc la longueur est vérifiée.

- Calcul de la longueur de clavette à partir de la condition de résistance au cisaillement

La condition de résistance au cisaillement :

$$\tau = \frac{T}{S} \leq [\tau]$$

Pour les matériaux ductiles, la limite élastique en cisaillement  $\tau_{cis}$  est égale à 58 % de la limite élastique de traction, soit

$$\tau_{adm} = 0.58 \times \frac{Re}{s} = 0.58 \times \frac{290}{5} = 33.64 MPa$$

$$\tau = \frac{T}{L \times a} \leq [\tau]$$

$$L \geq \frac{T}{[\tau] \times a}$$

$$L_1 \geq \frac{7639.2}{33.64 \times 8} \implies L_1 = 28.32 mm$$

$$L_2 \geq \frac{15278.67}{33.63 \times 10} \implies L_2 = 45.43 mm$$

On prendra :

$$L_1 = 29 mm ; \text{ et } L_2 = 46 mm$$

En conclusion, on doit prendre la clavette la plus longue pour assurer la résistance à la fois au matage et au cisaillement, on aura donc :

$$L_1 = 29 mm \quad \text{et} \quad L_2 = 46 mm$$

### **II.5 Conclusion :**

Le calcul de conception réalisé dans ce chapitre, nous a permis de déterminer les dimensions des différents composants de la déchiqueteuse. Ces dimensions seront utilisées dans la modélisation des pièces, et le chargement et la simulation par la suite.



**Chapitre III : Modélisation et analyse**

## **III.1 Introduction :**

La modélisation du comportement des pièces de la déchiqueteuse tel que l'arbre porte-porte-lames et la lame permet d'analyser l'évolution et la répartition des contraintes et des déformations dans ces pièces. Après la création des modèles géométriques, une modélisation numérique est réalisée selon un processus de simulation en plusieurs étapes, notamment le maillage et l'affectation des déplacements imposés et des chargements externes. A partir de cette modélisation, il devient possible d'optimiser le système et de vérifier la résistance et les performances de ses éléments sans avoir recours à des essais expérimentaux. Dans cette étude, la conception du modèle et la simulation sont réalisées avec SolidWorks 2021. Le type d'analyse choisi est une étude structurale statique.

## **III.2 Définition et utilisation de la CAO :**

La Conception Assistée par Ordinateur (CAO) est l'ensemble des outils et logiciels de conception et de modélisation qui permettent d'assister les concepteurs lors de la conception et la mise au point d'un produit.

La CAO est utilisée pour générer des modèles virtuels deux ou trois dimensions. Les conceptions CAO 2D sont généralement pour l'ingénierie ou bien architecture technique, pendant que les modèles 3D sont habituellement utilisés pour des applications numériques comme l'animation ou pour des processus de fabrication et de prototypage tel que l'impression 3D.

### **III.2.1 Les avantages et les inconvénients de la CAO :**

#### **➤ Les avantages :**

- Les idées peuvent être dessinées et développées rapidement.
- Les conceptions peuvent être visualisées sous tous les angles et avec une gamme de matériaux.
- Certains tests et commentaires des consommateurs peuvent être effectués avant la production.

- Il devient plus facile de concevoir et de tester une gamme d'idées.

➤ **Les inconvénients :**

- Coûteux à mettre en place.

- Nécessite une main-d'œuvre qualifiée.

- Difficile de suivre l'évolution et l'amélioration constantes de la technologie.

- Les ordinateurs peuvent tomber en panne.

### **III.3 Présentation du logiciel utilisé :**

Un programme en général de type industriel doit être capable de résoudre des problèmes variés de grandes tailles (de mille à quelques centaines de milliers de variables). Ces programmes complexes nécessitent un travail d'approche non négligeable avant d'espérer pouvoir traiter un problème réel de façon correcte. Citons à titre d'exemple quelques noms de logiciels : SOLIDWORKS CATIA, ABAQUS, ANSYS ...etc. L'utilisation de tels programmes nécessite une formation de base minimale. Pour ce cas d'étude d'un broyeur des bouteilles de plastique SolidWorks à été utilisé.

SolidWorks est un logiciel multiplateforme de conception assistée par ordinateur (CAO) et d'ingénierie assistée par ordinateur (IAO) qui fonctionne uniquement sous Windows développé par une société française Dassault System. Il est évolutif à tous les niveaux organisationnels, au degré de complexité de l'analyse et à l'étape de développement du produit Fig. (III.1).



**Figure (III.1) :** Logo SolidWorks

Les avantages et bénéfices de SolidWorks sont bien au-delà des autres logiciels de CAO. Selon des études, les entreprises les plus performantes effectuent avec SolidWorks

plus de simulations en moins de temps. En tant que leader du prototypage virtuel, SolidWorks est inégalé en termes de fonctionnalités et d'interface utilisateur.

### **III.3.1 Présentation des modules SolidWorks :**

Il existe plus d'une douzaine de modules intégrés à SolidWorks. Parmi ces modules, on peut citer :

1. Module pièces
2. Module d'assemblage
3. Module mise en plan
4. SolidWorks Simulation
5. Simulation d'écoulement SolidWorks

- ✓ **Module pièces** : ce module est utilisé pour modéliser des formes complexes et des pièces conçues pour fabriquer un composant. C'est le premier module du logiciel et il est le plus largement utilisé. Les esquisses 2D sont converties en objets tridimensionnels. La finition finale de chaque composant est réalisée par ce module avec notamment l'attribution de la matière et de la couleur souhaitée. Le produit ou le prototype réalisé est appelé pièce.
- ✓ **Module assemblage** : est le deuxième module élémentaire de SOLIDWORKS, permettant d'effectuer l'assemblage des pièces que l'on a élaboré préalablement dans le module pièce.
- ✓ **Module Mise en Plan** : est le troisième module élémentaire de SOLIDWORKS, servant à effectuer la mise en plan d'une pièce ou d'un assemblage, que l'on a élaboré préalablement dans le module Pièce ou le module Assemblage. La feuille de rédaction comprend les dimensions, la valeur de la rugosité de la surface, le matériau du composant et la nomenclature dans le cas d'un assemblage.
- ✓ **SolidWorks Simulation** : SolidWorks Simulation est un outil essentiel pour analyser le comportement du composant en fonction des conditions de chargement appliquées par l'utilisateur. C'est aussi un outil très puissant qui effectue une analyse par éléments finis et fournit des résultats précis. Les modules

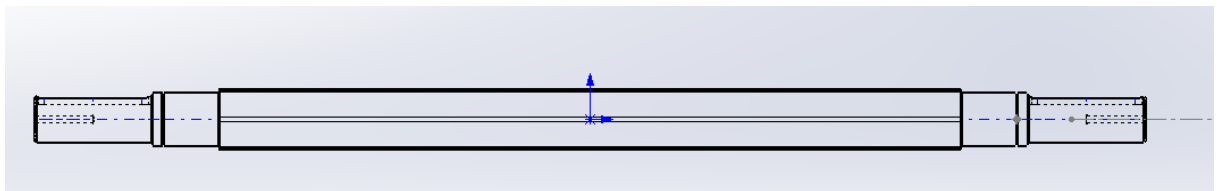
utilisés pour le projet sont statiques, dynamiques, fréquentiels pour effectuer respectivement des analyses structurelles, de fatigue et de vibration.

- ✓ **Simulation d'écoulement de SolidWorks** : Ce module est utilisé pour effectuer la dynamique des fluides numérique (CFD) sur un composant. Ce module permet d'étudier l'écoulement de fluides autour d'un objet ou d'un assemblage dans un espace d'étude confiné. C'est un outil très essentiel pour étudier les propriétés des fluides à différentes températures et dans l'espace.

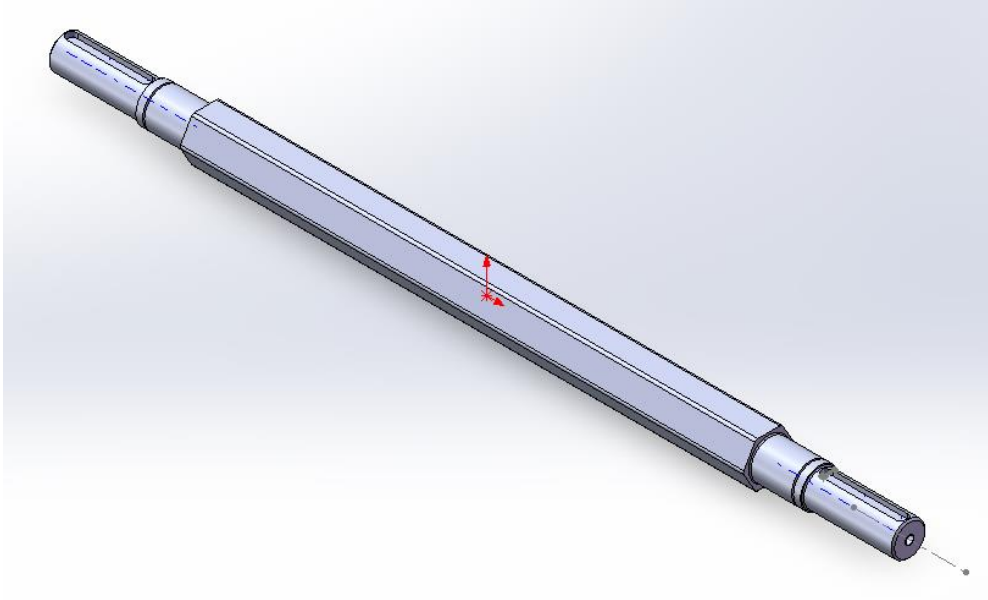
### III.4 Modélisation géométrique :

#### III.4.1 Modélisation géométrique de l'arbre porte-lames :

La figure (III.2) montre la géométrie de l'arbre porte-lames en 2D et 3D préparée par SolidWorks 21. La zone centrale de l'arbre est hexagonale qui permet le montage des lames de coupe. Sur une extrémité de l'arbre est montée la poulie, sur l'autre extrémité, on a le montage de la roue dentée. La liaison en rotation est assurée par clavetage. L'arbre est guidé en rotation par deux roulements, fixés axialement par la surface plane hexagonale d'un côté et par un circlips de l'autre côté.



(a)

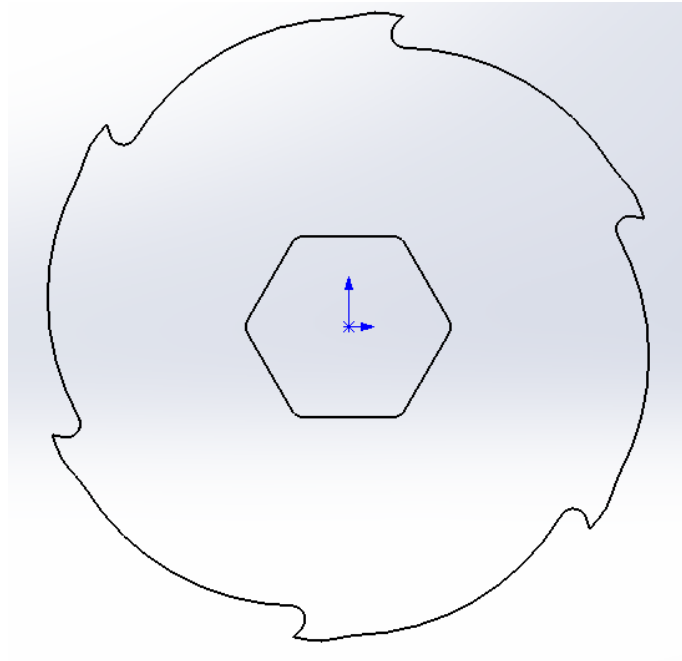


(b)

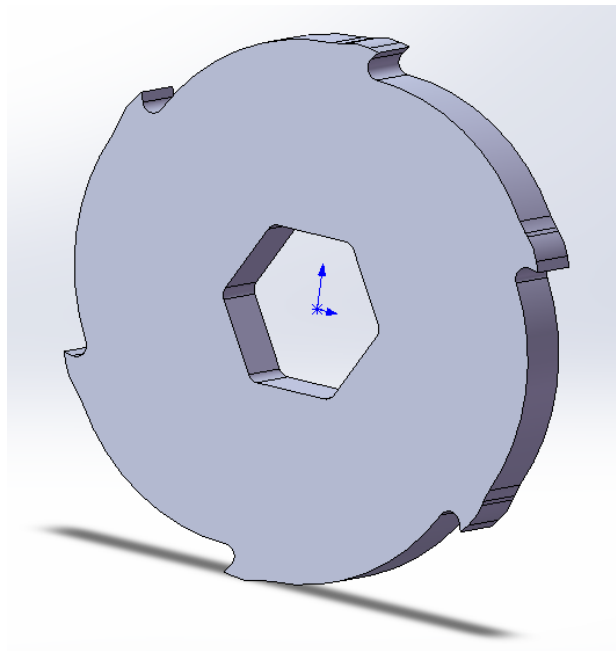
**Figure (III.2) :** Modélisation de l'arbre porte lames en (a) 2D et (b) 3D

### III.4.2 Modélisation géométrique de la lame de coupe :

La figure (III.3) représente la géométrie de la lame en 2D et 3D générée à l'aide de SolidWorks 21. La lame de déchiqueteuse à six tranchants. La lame a un trou hexagonal pour la fixation sur l'arbre d'entraînement. Avec un angle de  $60^\circ$  entre les arêtes tranchantes et l'épaisseur de la lame de coupe est égale à 10 mm.



(a)

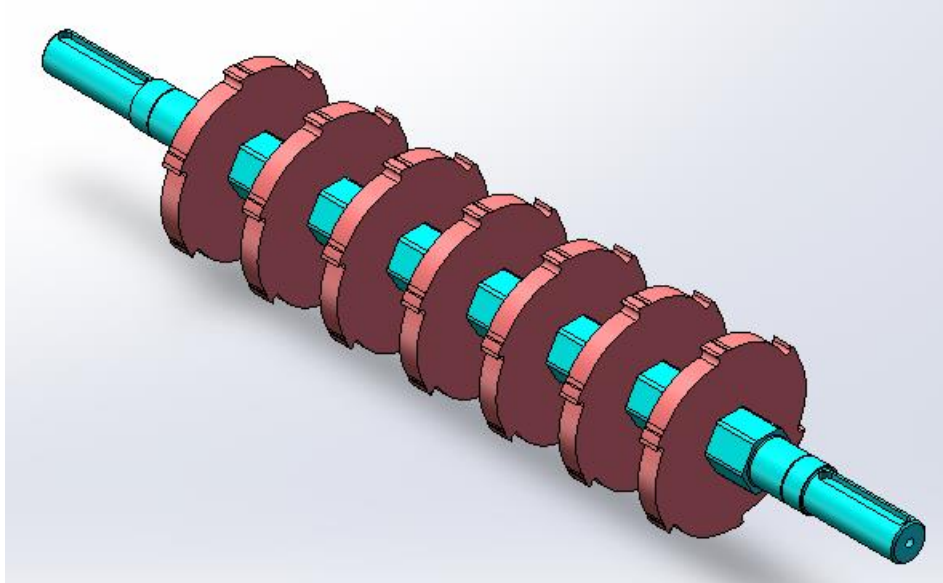


(b)

**Figure (III.3):** Modélisation de la lame en (a) 2D et (b) 3D

### III.4.3 Modélisation géométrique de l'assemblage (arbre+ lames) :

Une fois qu'on a fait la modélisation de l'arbre et de la lame séparément, on va réaliser l'assemblage de l'arbre avec 7 lames distante de 50 mm Fig. (III.4).



**Figure (III.4) :** Assemblage (lames + arbre).

### III.5 Modélisation numérique :

#### II.5.1 Introduction aux éléments finis :

L'analyse par éléments finis (AEF) est une méthode numérique pour résoudre des problèmes d'ingénierie en simulant des situations de fonctionnement réelles sur des ordinateurs. Les problèmes typiques résolus par l'analyse par éléments finis incluent l'analyse structurelle, le transfert de chaleur, l'écoulement des fluides, la mécanique des sols, l'acoustique et l'électromagnétisme. L'utilisation des outils d'analyse par éléments finis (AEF) disponibles dans SOLIDWORKS peut aider les ingénieurs, concepteurs et autres professionnels à analyser rapidement et avec précision les performances de leurs conceptions 3D. AEF est une boîte à outils puissante pour prédire le comportement des composants structurels et des assemblages dans un large éventail de conditions. Cela peut

aider à réduire le nombre de prototypes physiques qui doivent être produits avant qu'une conception ne soit finalisée.

L'AEF est une méthode de calcul qui utilise des équations mathématiques pour simuler le comportement d'une structure ou d'un composant dans différentes conditions. Les équations sont utilisées pour déterminer comment le composant ou l'assemblage réagira à diverses forces et facteurs environnementaux tels que la température, les vibrations et la pression.

### **III.5.2 Les étapes de résolution par éléments finis :**

Les simulations par SolidWorks ont un processus uniforme qu'on peut utiliser dans l'étude de n'importe quelle pièce. On va énumérer ces étapes ci-dessous, la procédure de simulation de la pièce est la suivante :

Étape 1 : Définition du type d'étude : Statique, Thermique, Fréquence, etc.

Étape 2 : Attribution des matériaux.

Étape 3 : Application des conditions aux limites.

Étape 4 : Maillage du modèle.

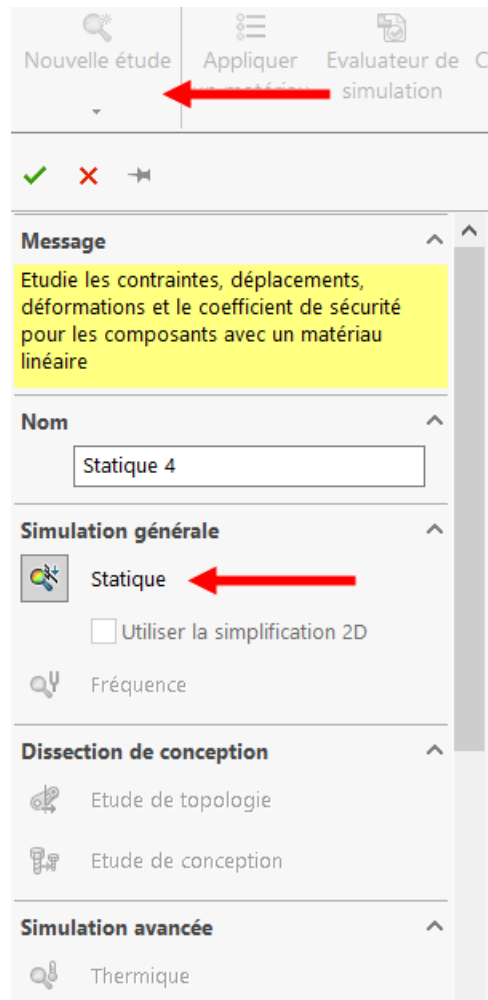
Étape 5 : Exécution de l'analyse (résolution).

Étape 6 : Affichage des résultats.

À présent, on va appliquer ces étapes pour deux pièces clés de la machine à décheté, à savoir : l'arbre porte-lames et la lame de coupe, ensuite sur l'assemblage arbre + lames.

#### **❖ Étape 1 : Définition du type d'étude :**

Tout d'abord, choisissons Nouvelle étude et choisissons le type d'étude qui s'applique à notre besoin d'analyse. Dans notre cas, une étude statique est spécifiée Fig. (III.5). Une fois le type d'étude choisi, l'arborescence des fonctionnalités de simulation s'ouvre sous l'arborescence du gestionnaire de fonctionnalités SOLIDWORKS. La deuxième étape peut être effectuée par un bouton droit de la souris sur la pièce ou en sélectionnant le matériau dans le gestionnaire de commandes.

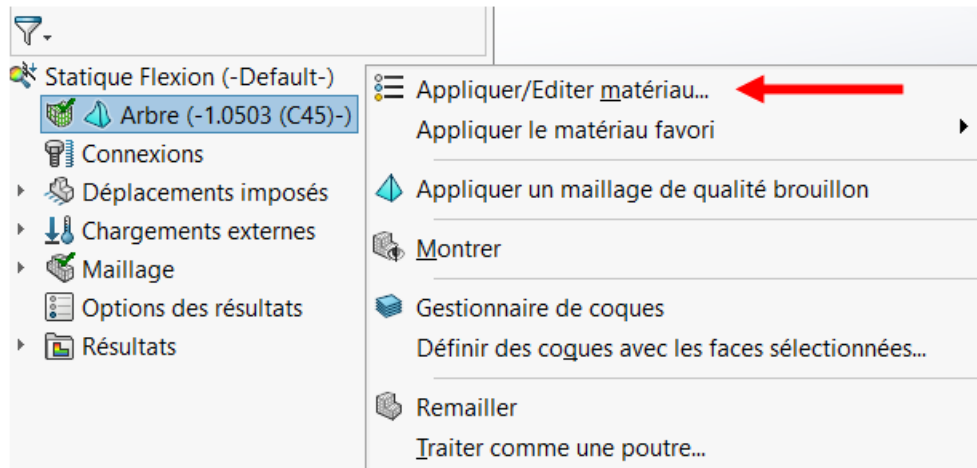


**Figure (III.5) :** Interface pour le choix de l'étude

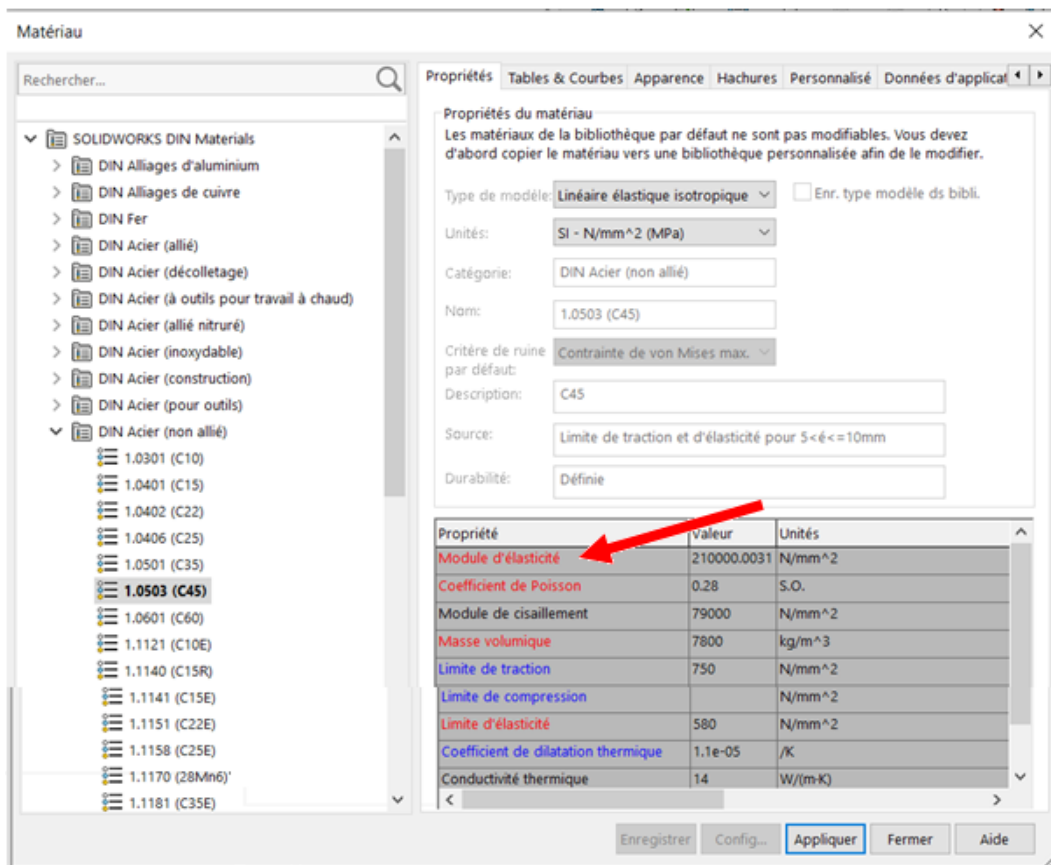
❖ **Étape 2 :** Attribution des matériaux :

La base de données de matériaux est la même que la bibliothèque de matériaux SOLIDWORKS afin que le matériau puisse être transféré du modèle SOLIDWORKS. Les propriétés mécaniques requises pour résoudre le type d'analyse spécifique sont surlignées en rouge. Pour l'arbre, on a choisi un acier

non allié C45 et pour la lame un acier à outil X40Cr14 Fig. (III.6) (III.7) et (III.8).



**Figure (III.6) :** Interface pour éditer le matériau



**Figure (III.7) :** Propriétés du matériau de l'arbre

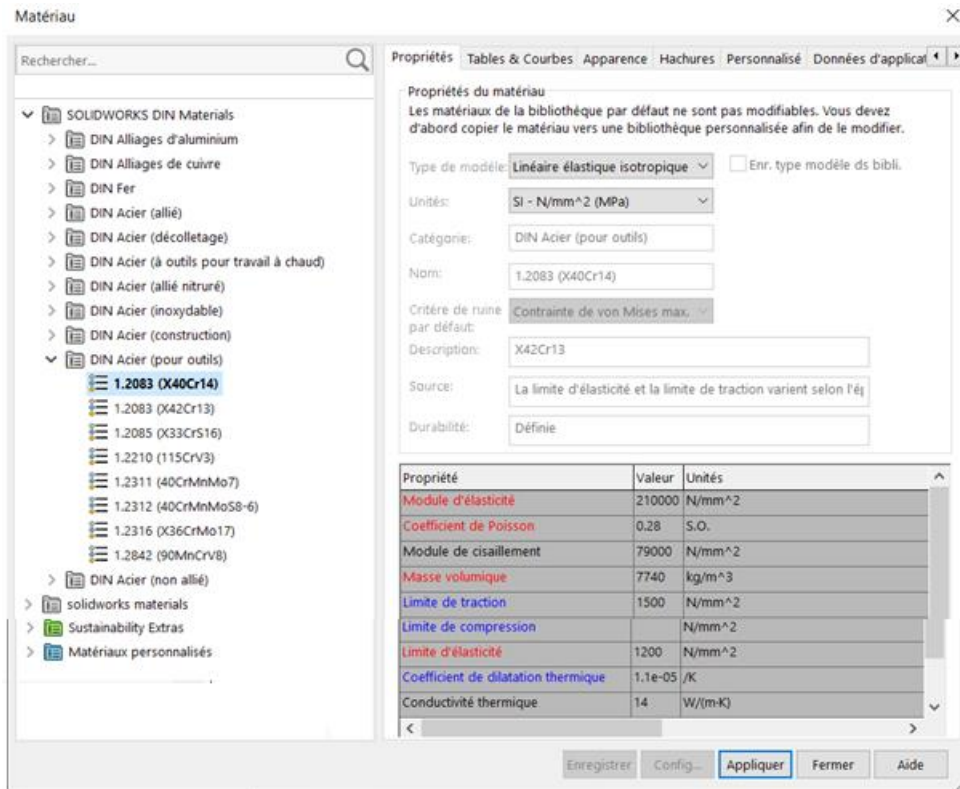


Figure (III.8) : Propriétés du matériau de la lame

❖ **Étape 3** : Application des conditions aux limite :

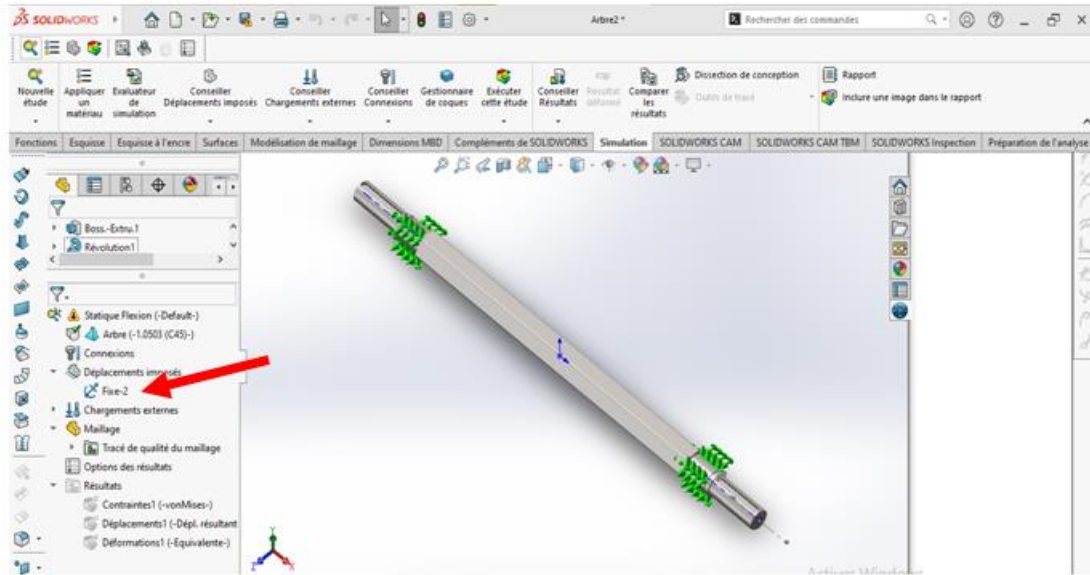
La troisième étape est l'étape qui consiste à attribuer des charges, des contacts et des connecteurs et indique comment le modèle se comporte dans le monde réel. Il s'agit de l'étape la plus importante du processus.

**a. Déplacements imposés et charges appliquées sur l'arbre :**

✓ **En flexion :**

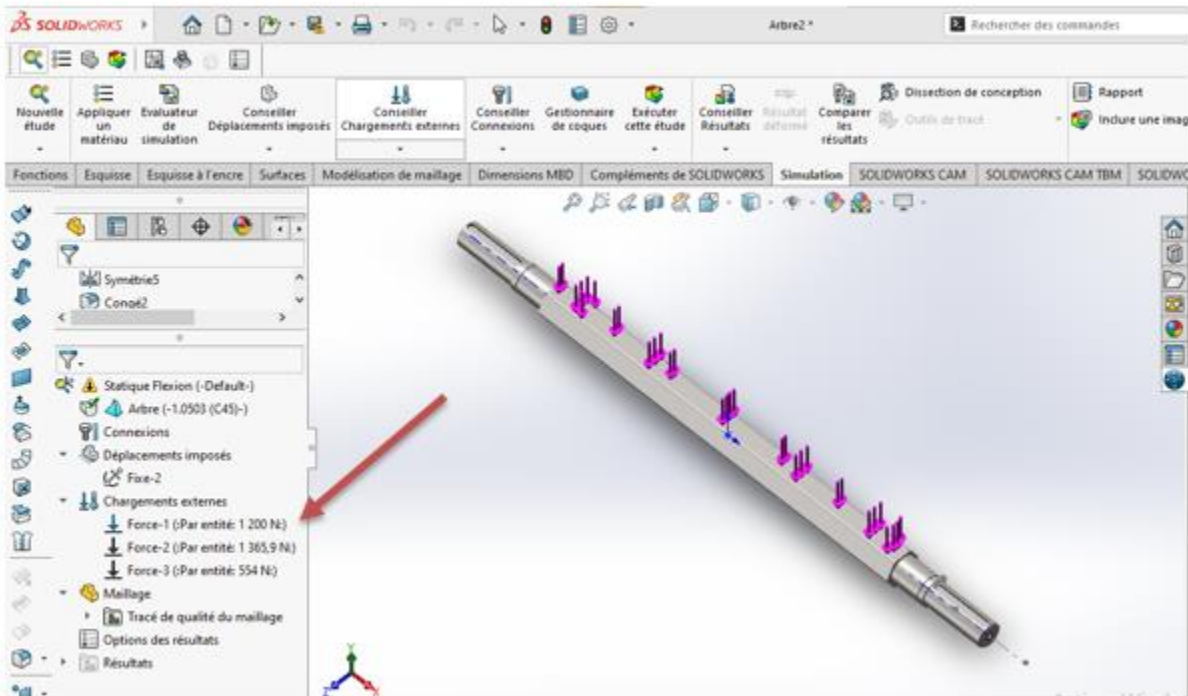
Quatre actions extérieures appliquées sur l'arbre en flexion :

- Une géométrie fixe sur 2 faces au niveau des paliers Fig. (III.9).



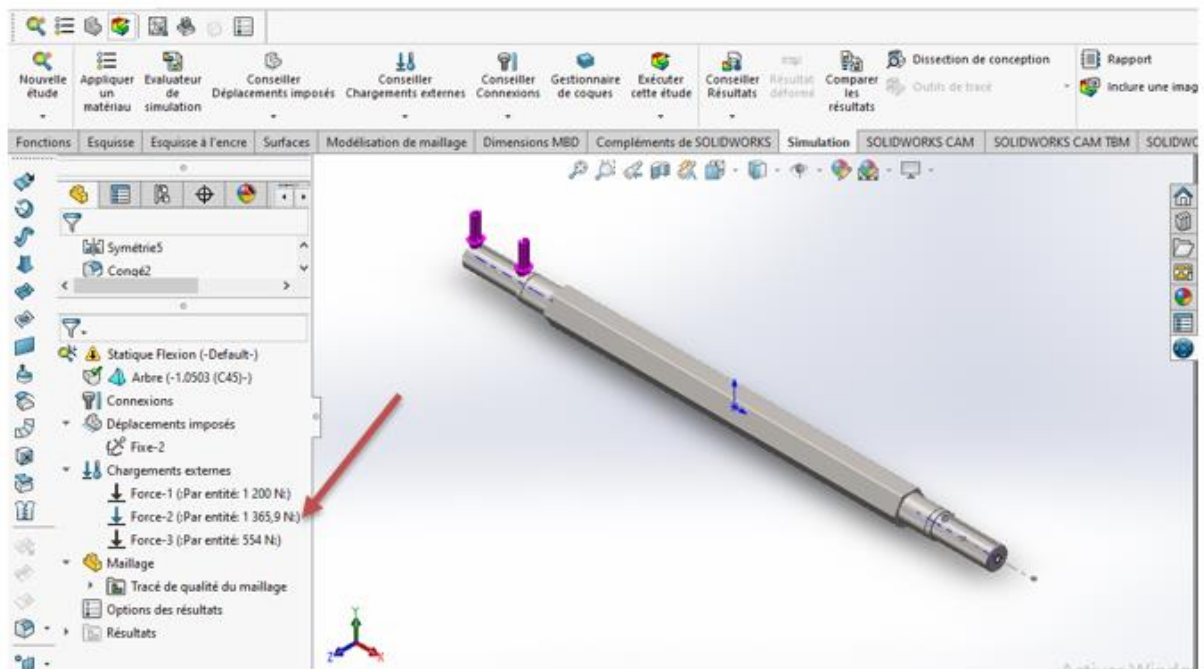
**Figure (III.9) :** Géométrie fixe sur les paliers

- Une force de coupe normale appliquée sur la partie hexagonale de l'arbre d'une valeur de 1200 N Fig. (III.10).



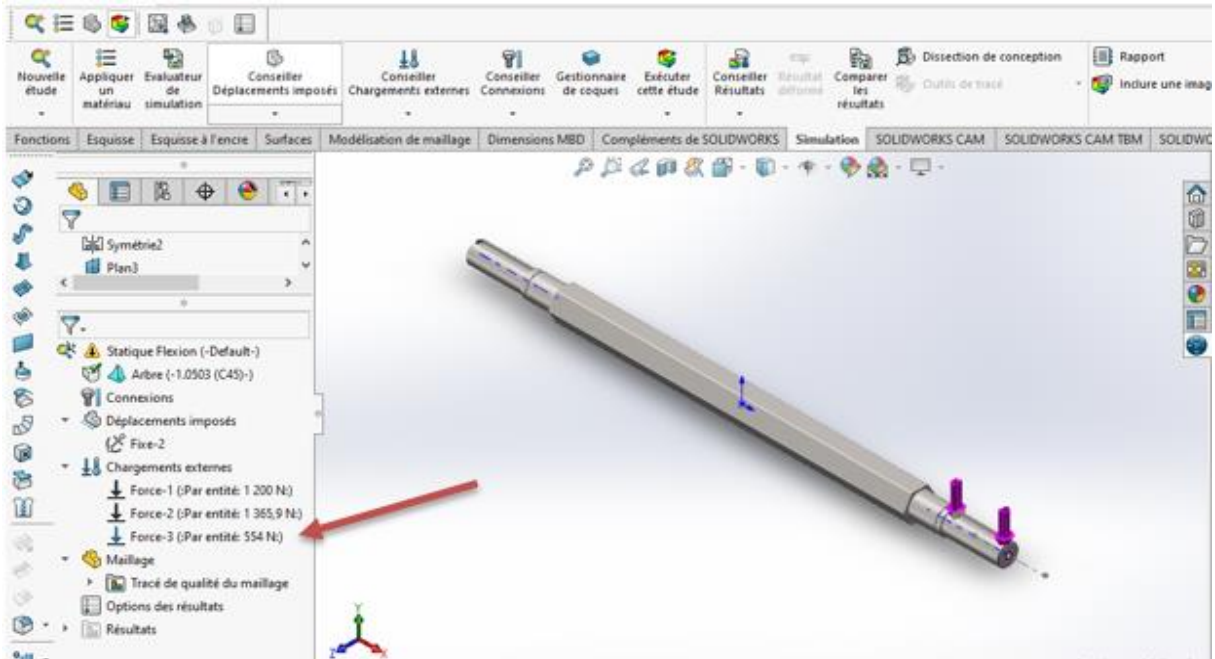
**Figure (III.10) :** Force normale de coupe

- La force exercée par l'engrenage appliquée sur un coté de l'arbre d'une valeur de 1365.9 N Fig. (III.11).



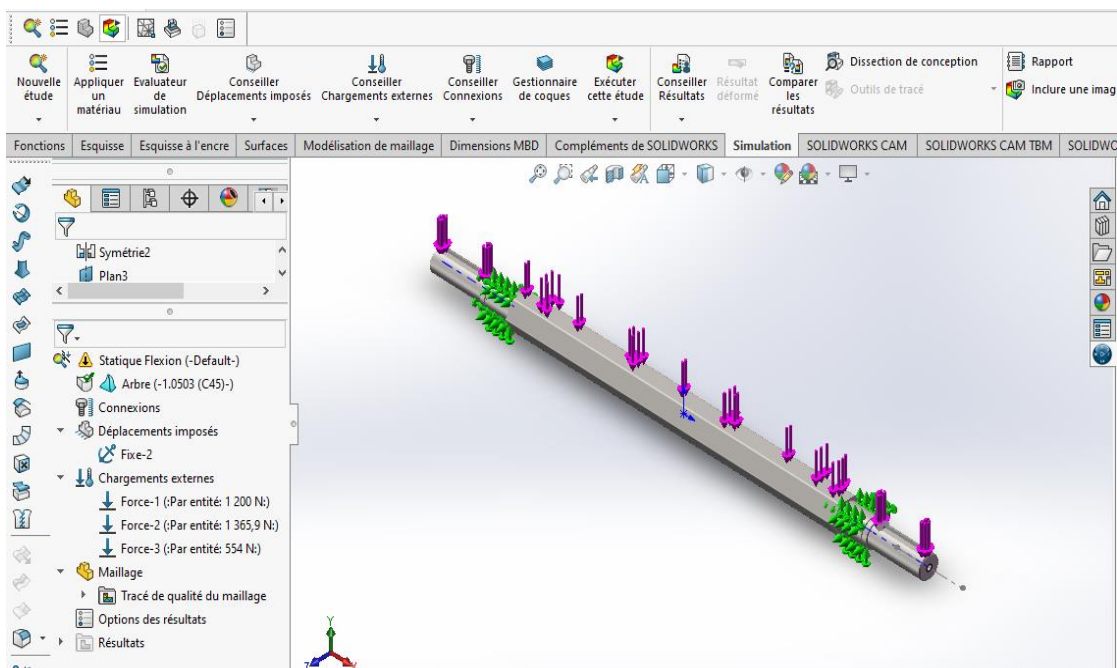
**Figure (III .11) :** Force exercée par l'engrenage

- La force exercée par la poulie sur l'autre côté de l'arbre d'une valeur de 554 N Fig. (III.12).



**Figure (III.12) :** Force exercée par la poulie

- La figure (III.13) résume les actions extérieures exercées sur l'arbre pour étudier la flexion.

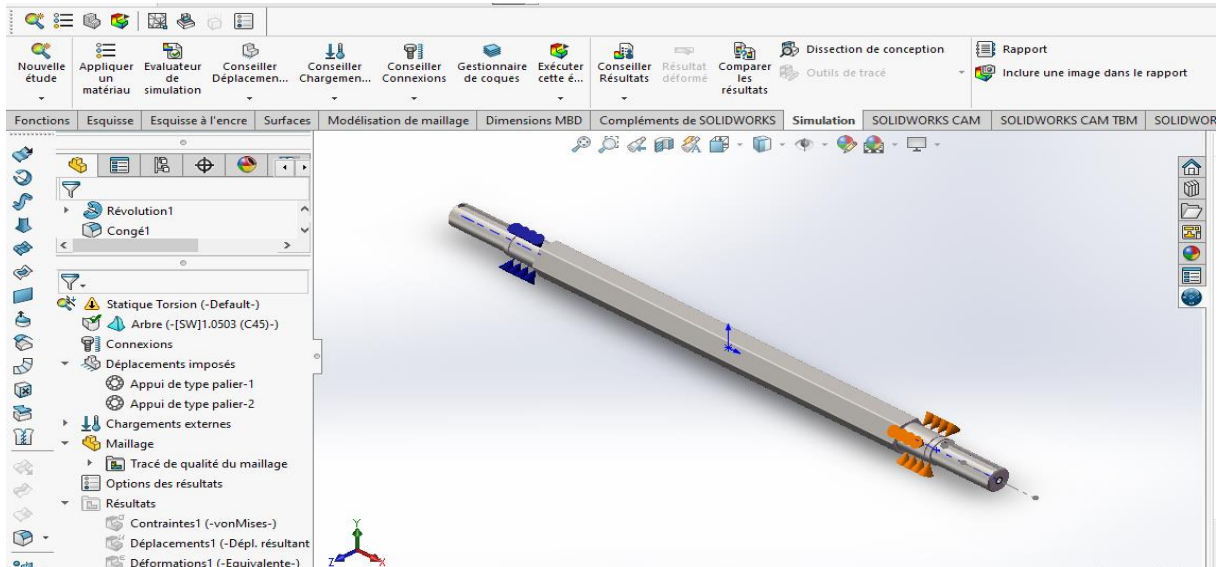


**Figure (III.13) :** Déplacement imposé et chargements externes sur l'arbre en flexion

✓ **En torsion :**

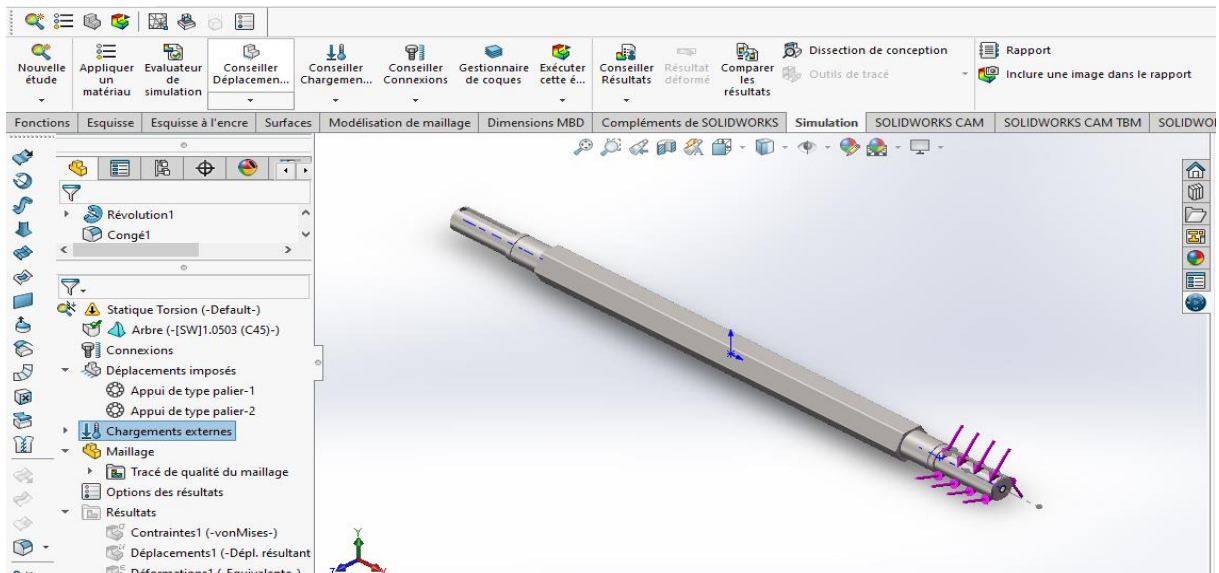
Deux actions extérieures appliquées sur l'arbre en torsion :

- Deux appuis de types paliers (Roulements) Fig. (III.14).



**Figure (III.14) :** Application d'un appui de type palier

- Un couple appliqué, avec une valeur du moment de torsion de 96 N.m Fig. (II.15).

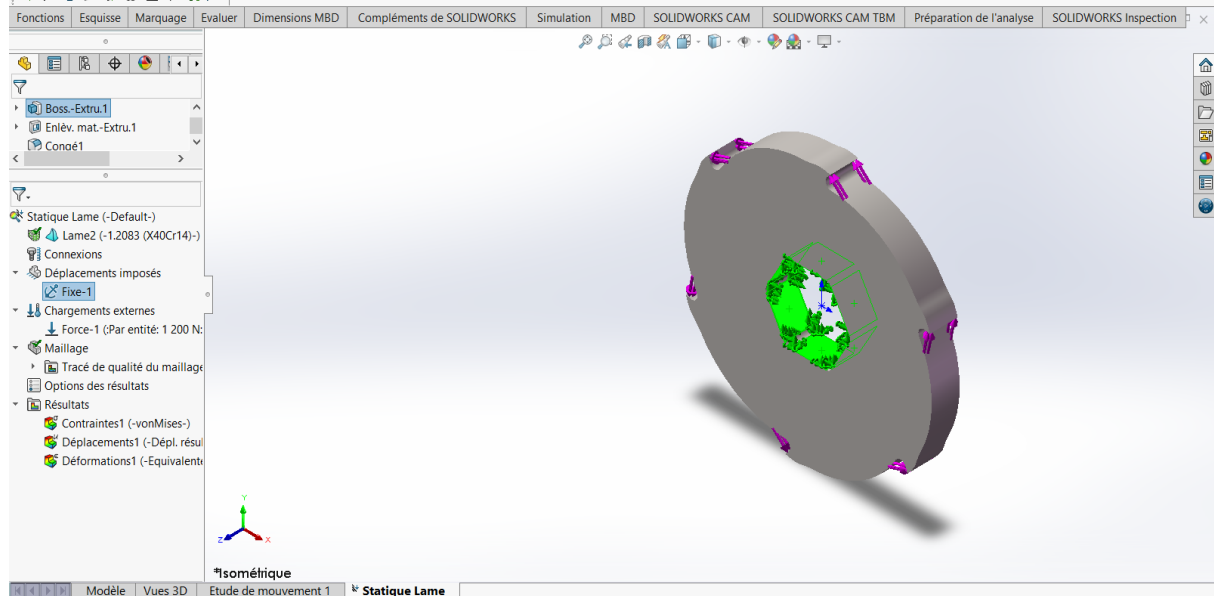


**Figure (III.15) :** Application d'un couple

## b. Déplacements imposés et charges appliquées sur la lame :

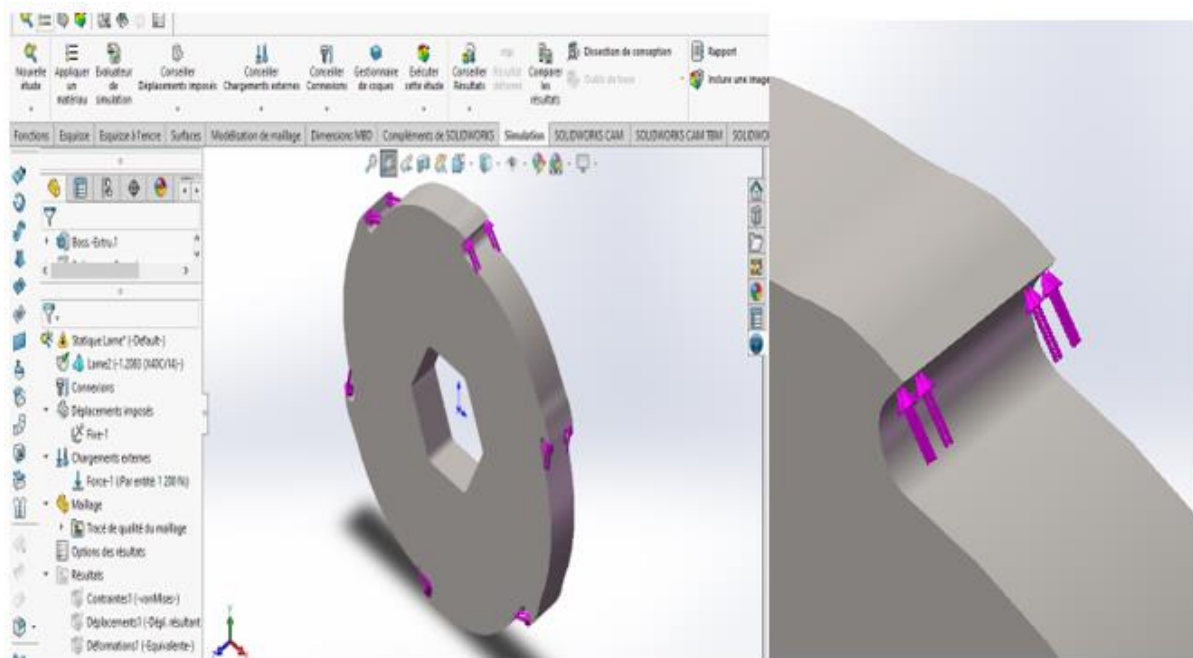
Deux actions sont appliquées sur la lame de coupe :

- Une géométrie fixe sur l'alésage hexagonal interne de la lame Fig. (III.16).



**Figure (III.16) :** Géométrie fixe sur l'alésage de la lame

- Force de coupe normale sur les six arrête tranchante de la lame

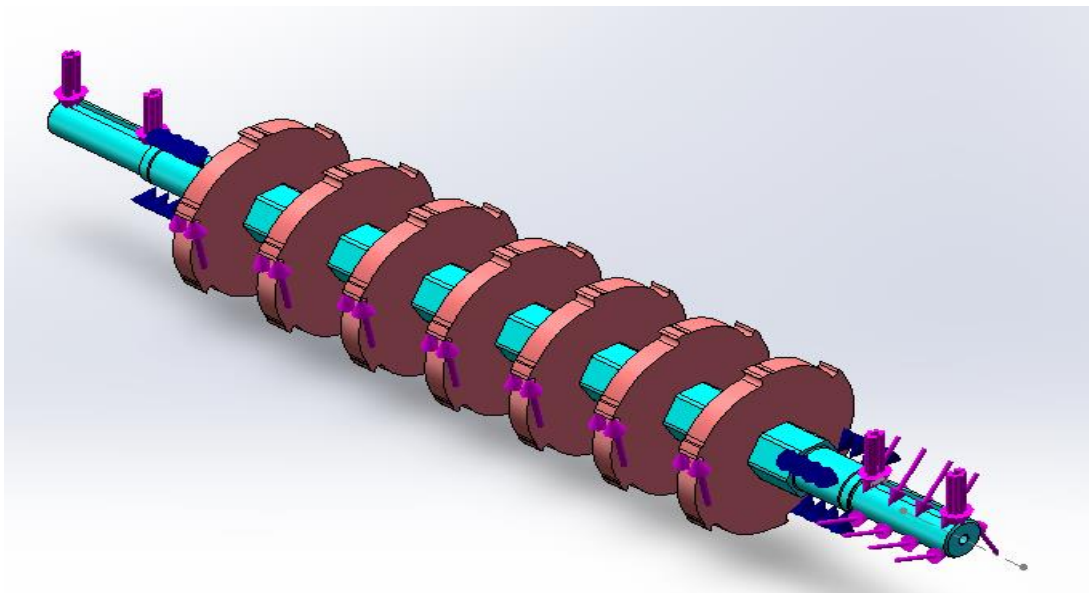


**Figure (III.17) :** Force normale sur les arrête tranchantes

### c. Déplacements imposés et charges appliquées sur l'assemblage (arbre + lames) :

Dans le cas de l'assemblage, on commence par établir une liaison totale entre l'arbre et les 7 lames avec zéro degré de liberté entre ces pièces.

- Les déplacements imposés sont les appuis de type palier dans l'emplacement des roulements qui sont montrés par des têtes de flèche en bleu foncer.
- Un couple de 96 N.m est appliqué sur la face cylindrique qui reçoit la poulie.
- En suite les forces qui agissent sur l'arbre et sur les faces de coupe des lames qui sont montrés par des flèches mauves Fig. (III.18).

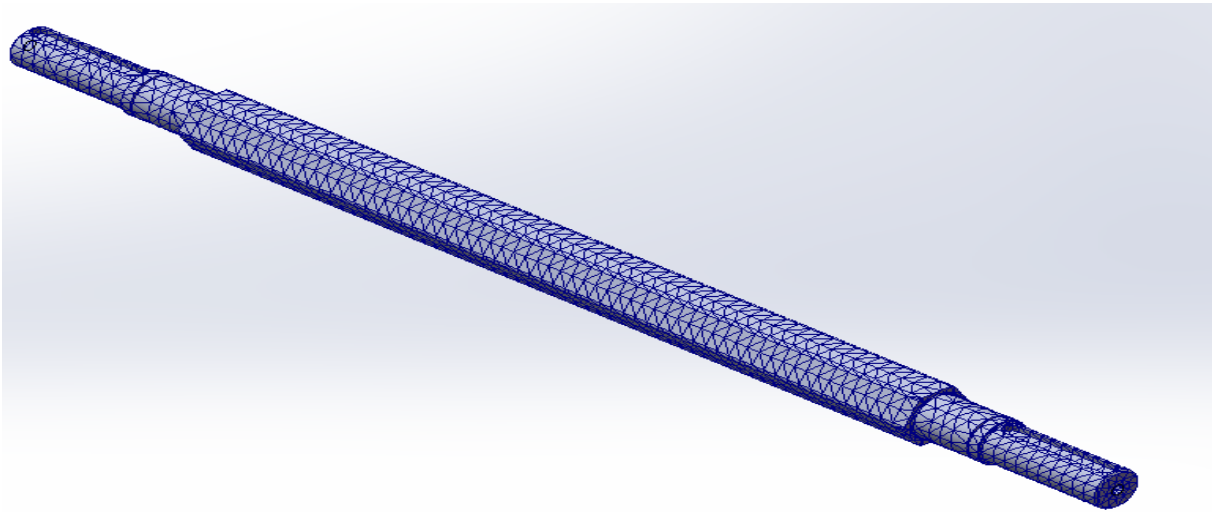


**Figure (III.18) :** Déplacements imposés et charges appliquées sur l'assemblage (arbre + lames)

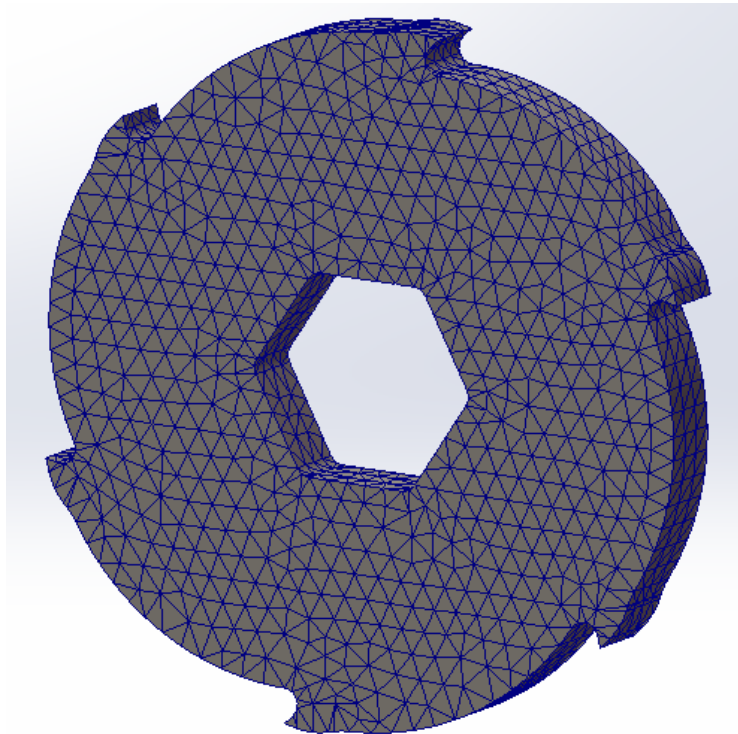
#### ❖ Étape 4 : Maillage du modèle :

La quatrième étape consiste à discrétiser ou mailler le modèle. SOLIDWORKS propose un maillage par défaut. On peut également raffiner le maillage, en utilisant un maillage grossier ou fin. Un maillage fin permet d'avoir des résultats plus précis mais avec un temps de résolution plus long. Les figures (III.19), (III.20) et (III.21) montrent le maillage réalisé sur l'arbre, sur la lame et sur l'assemblage respectivement. Les figures (III.22),

(III.23), (III.24) et (III.25) montrent les détails de maillage pour l'arbre en flexion, en torsion, pour la lame et pour l'assemblage respectivement.



**Figure (III.19) :** Maillage de l'arbre



**Figure (III.20) :** Maillage de la lame

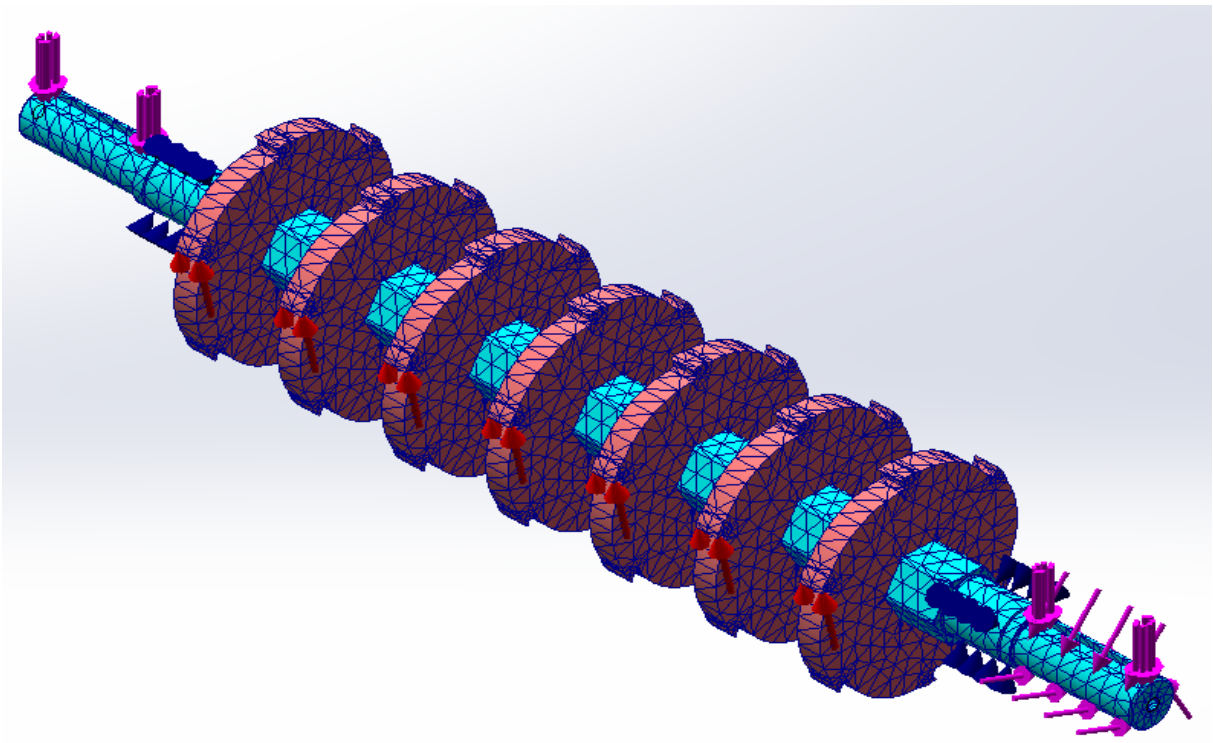


Figure (III.21) : Maillage de l'assemblage

Maillage Détails	
Nom d'étude	Statique Flexion (-Default-)
Détails Type de maillage	Maillage volumique
Mailleur utilisé	Maillage standard
Transition automatique	Désactivé(e)
Boucles automatiques de maillage	Désactivé(e)
Points de Jacobien pour un maillage de qualité élevée	16 points
Taille globale	7,77417 mm
Tolérance	0,388709 mm
Qualité de maillage	Haute
Nombre total de Noeuds	31244
Nombre total d'éléments	19724
Rapport de forme maximum	16,773
Pourcentage d'éléments ayant un rapport de forme < 3	95
Pourcentage d'éléments ayant un rapport de forme > 10	0,0406
Pourcentage d'éléments distordus	0
Nombre d'éléments distordus	0
Durée de création du maillage (hh:mm:ss)	00:00:04
Nom de l'ordinateur	

Figure (III.22) : Détails du maillage de l'arbre en flexion

Maillage Détails	
Nom d'étude	Statique Torsion (-Default-)
Détails Type de maillage	Maillage volumique
Mailleur utilisé	Maillage standard
Transition automatique	Désactivé(e)
Boucles automatiques de maillage	Désactivé(e)
Points de Jacobien pour un maillage de qualité élevée	16 points
Taille globale	8,01338 mm
Tolérance	0,400669 mm
Qualité de maillage	Haute
Nombre total de Noeuds	22792
Nombre total d'éléments	14013
Rapport de forme maximum	17,236
Pourcentage d'éléments ayant un rapport de forme < 3	92,9
Pourcentage d'éléments ayant un rapport de forme > 10	0,0856
Pourcentage d'éléments distordus	0
Nombre d'éléments distordus	0
Durée de création du maillage (hh:mm:ss)	00:00:02
Nom de l'ordinateur	

**Figure (III.23) :** Détails du maillage de l'arbre en torsion

Maillage Détails	
Nom d'étude	Statique Lame (-Default-)
Détails Type de maillage	Maillage volumique
Mailleur utilisé	Maillage standard
Transition automatique	Désactivé(e)
Boucles automatiques de maillage	Désactivé(e)
Points de Jacobien pour un maillage de qualité élevée	16 points
Taille globale	4,73125 mm
Tolérance	0,236563 mm
Qualité de maillage	Haute
Nombre total de Noeuds	23129
Nombre total d'éléments	14630
Rapport de forme maximum	8,5772
Pourcentage d'éléments ayant un rapport de forme < 3	98,6
Pourcentage d'éléments ayant un rapport de forme > 10	0
Pourcentage d'éléments distordus	0
Nombre d'éléments distordus	0
Durée de création du maillage (hh:mm:ss)	00:00:02
Nom de l'ordinateur	

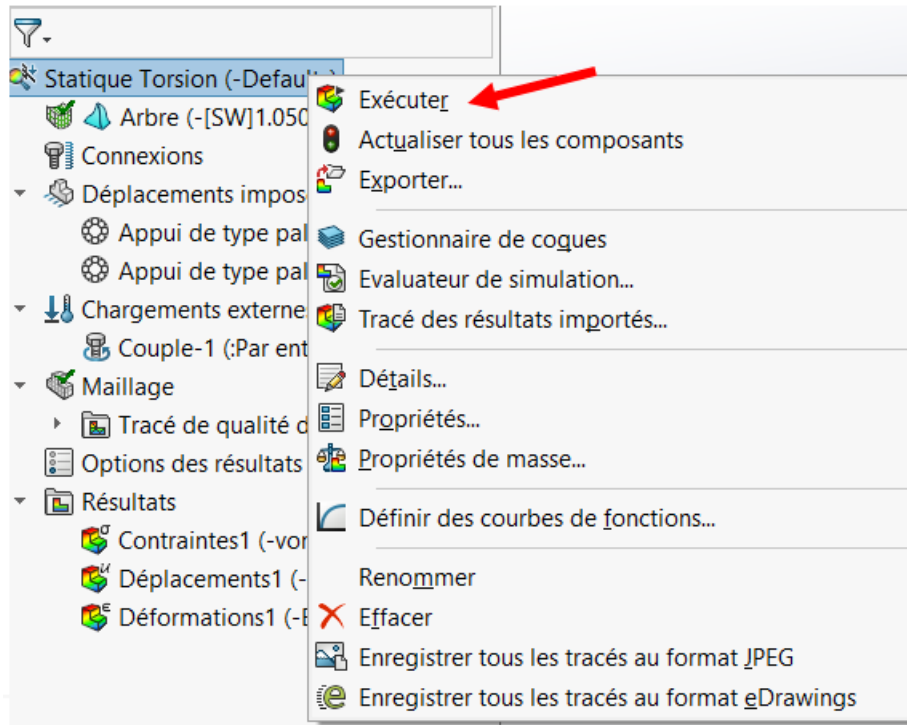
**Figure (III.24) :** Détails du maillage de la lame

Maillage Détails	
Nom d'étude	Statique Assemblage (-Default-)
Type de maillage	Maillage volumique
Maillageur utilisé	Maillage standard
Transition automatique	Désactivé(e)
Boucles automatiques de maillage	Désactivé(e)
Points de Jacobien pour un maillage de qualité élevée	16 points
Taille globale	10.7231 mm
Tolérance	0.536156 mm
Qualité de maillage	Haute
Nombre total de Noeuds	45867
Nombre total d'éléments	25858
Rapport de forme maximum	22.455
Pourcentage d'éléments ayant un rapport de forme < 3	84.4
Pourcentage d'éléments ayant un rapport de forme > 10	0.209
Pourcentage d'éléments distordus	0
Nombre d'éléments distordus	0
Remailler les pièces en échec indépendamment	Désactivé(e)
Durée de création du maillage (hh:mm:ss)	00:00:06
Nom de l'ordinateur	

**Figure (III.25) :** Détails du maillage de l'assemblage

❖ **Étape 5 :** Exécution de l'analyse (résolution) :

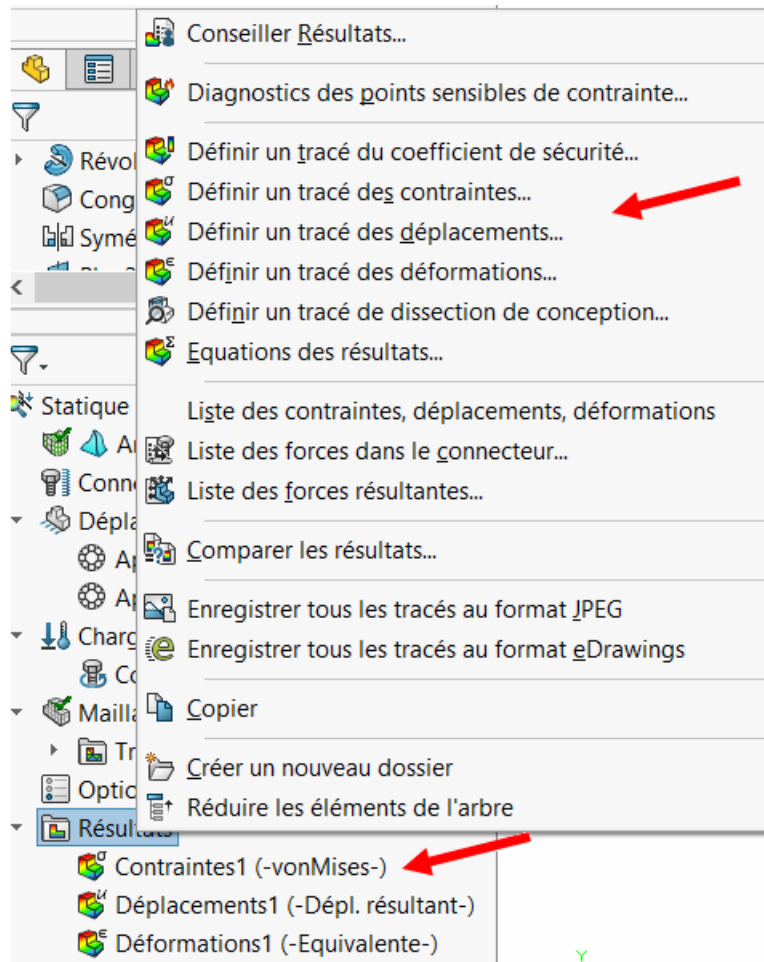
La cinquième étape est celle où l'ordinateur fait le gros du travail. L'exécution ou la résolution de l'analyse. Cette analyse peut être effectuée individuellement ou en mode batch si plusieurs études doivent être résolues Fig. (III.26).



**Figure (III.26) :** Interface pour l'exécution de l'analyse

❖ **Étape 6 :** Affichage des résultats :

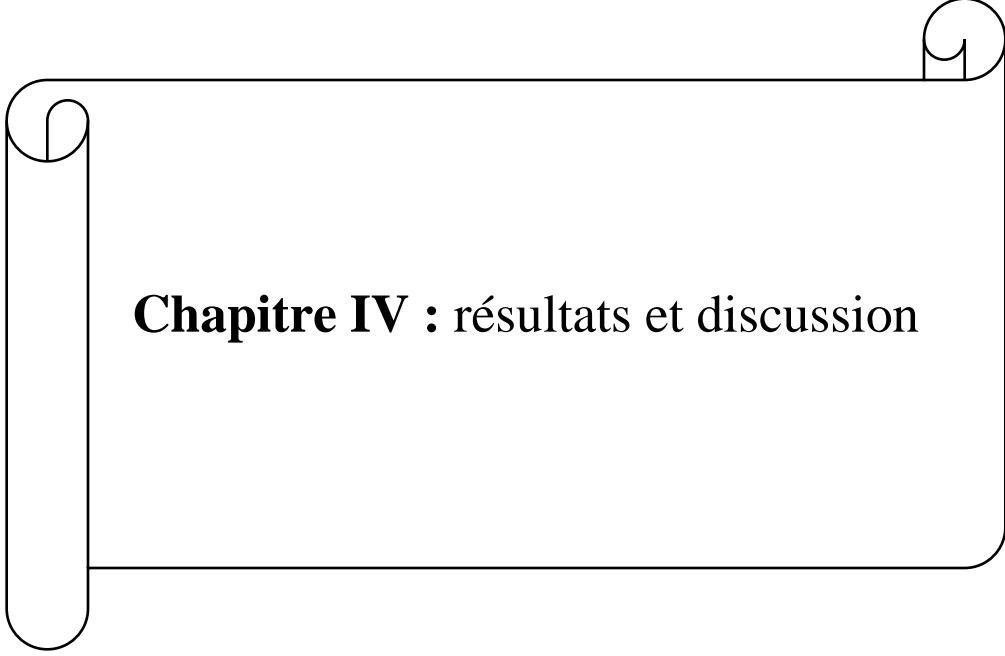
La sixième et dernière étape consiste à examiner les résultats. Contrainte, déplacement, déformation, facteur de sécurité sont parmi les plus courants, cependant, SOLIDWORKS Simulation fournit un large éventail d'options de résultats Fig. (III.27). L'affichage et l'interprétation des résultats sera le contenu du 4<sup>ème</sup> chapitre.



**Figure (III.27) :** Interface pour visualiser les résultats

## III.6 Conclusion :

Dans ce chapitre, on a mis en place un modèle avec des paramètres adéquats déterminés précédemment dans la phase de calcul de conception. Ce modèle sera utilisé dans l'opération de simulation. Maintenant que tous les paramètres de l'analyse sont mis en place nous pouvons procéder au lancement du calcul et simuler le comportement mécanique des pièces. Le prochain chapitre portera sur la présentation et la discussion des résultats.



**Chapitre IV : résultats et discussion**

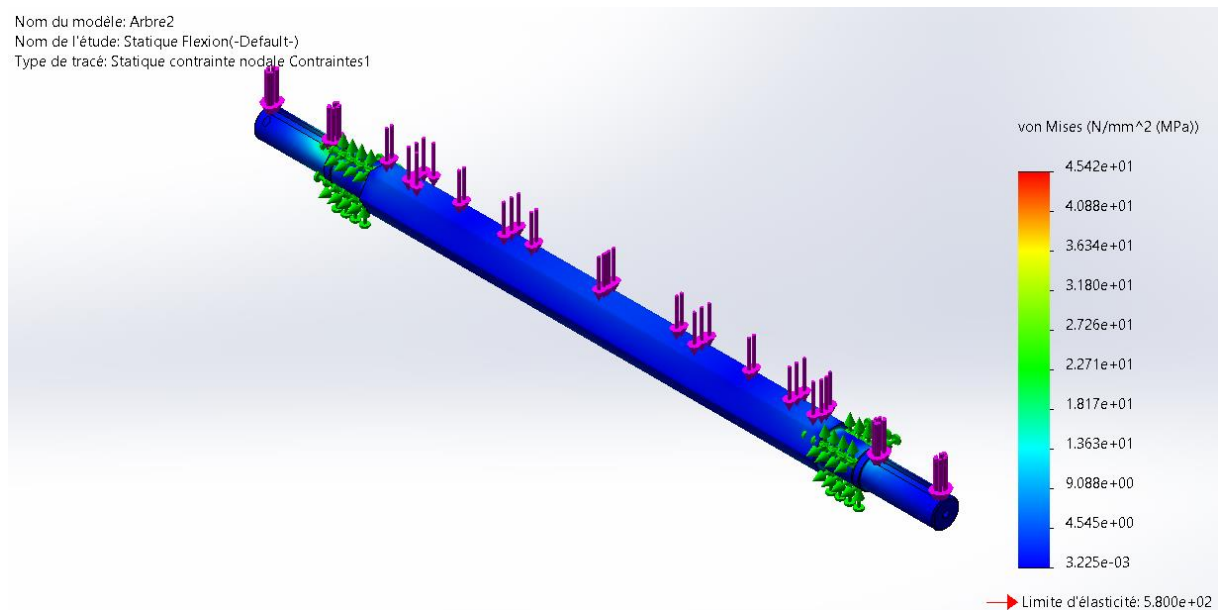
## IV.1 Introduction :

La simulation numérique est réalisée à l'aide du logiciel SolidWorks21 en utilisant la méthode structurelle statique. Initialement, les propriétés du matériau de l'arbre et de la lame sont présélectionnées, ensuite on applique les déplacements imposés et les charges. L'arbre et la lame sont maillés par un maillage de type standard pour plus de précision. La méthode structurelle statique donne la contrainte de Von Mises, les déplacements, la déformation totale et le coefficient de sécurité.

## IV.2 Analyse statique de l'arbre en flexion :

### ➤ Contrainte équivalente :

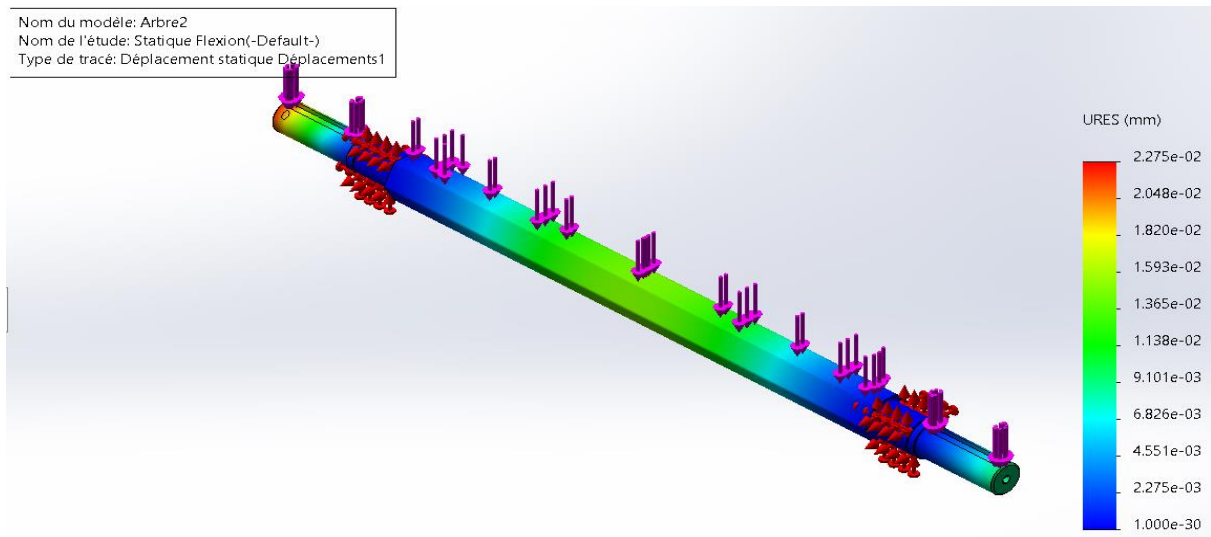
La figure (IV.1) montre la distribution de la contrainte de Von Mises. La valeur minimale de cette contrainte est de  $3.225 \cdot 10^{-3}$  MPa appliquée dans la zone centrale hexagonale de l'axe. Alors que la valeur maximale est de 45.42 MPa appliquée sur la zone qui porte la roue dentée. Cette valeur maximale de la contrainte est largement inférieure à la limite d'élasticité du matériau de l'arbre qui vaut 580 MPa, cela veut dire que les sollicitations appliquées ne modifier pas la structure, la résistance dans le cas statique de l'arbre est vérifiée.



**Figure (IV. 1) :** Contrainte de Von Mises de l'arbre à la flexion

## ➤ Déplacements :

La figure (IV.2) montre les déplacements sur l'arbre. Ces déplacements varient d'un minimum de  $1 \mu\text{m}$  jusqu'à un maximum de  $2.275 \cdot 10^{-2}$  mm. La valeur maximale de ce déplacement se situe sur l'extrémité de l'arbre coté engrenage. On note aussi un déplacement important au milieu de la section hexagonale de l'arbre.



**Figure (IV. 2) :** Déplacements statiques de l'arbre en flexion

## ➤ Déformations :

La figure (IV.3) représente les déformations statiques de l'arbre en flexion. La déformation minimale est de l'ordre de  $7.214 \cdot 10^{-8}$  dans la zone centrale hexagonale de l'arbre. Alors que la déformation maximale est de  $1.179 \cdot 10^{-4}$  constatée sur la zone qui porte la roue dentée. Cette déformation est négligeable par rapport aux dimensions de l'arbre.

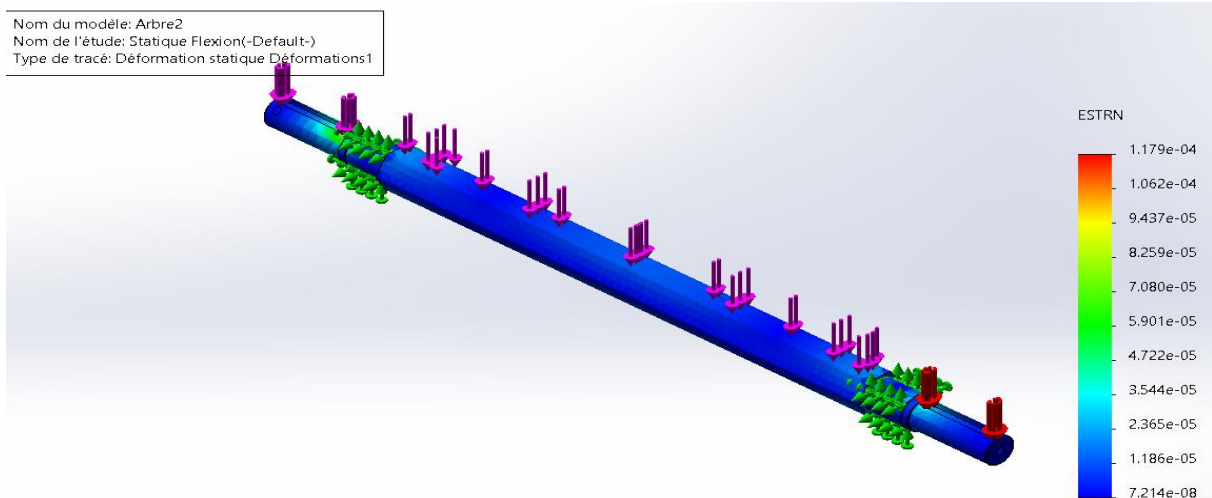
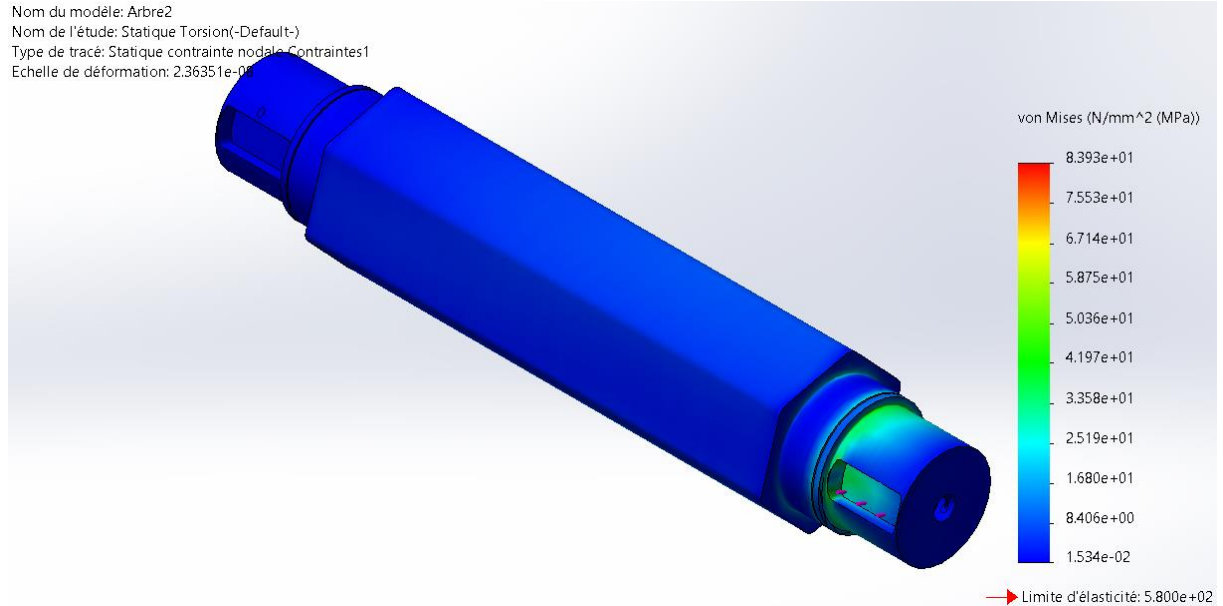


Figure (IV. 3) : Déformation statique de l'arbre en flexion

### IV.3 Analyse statique de l'arbre en torsion :

#### ➤ Contrainte de Von Mises :

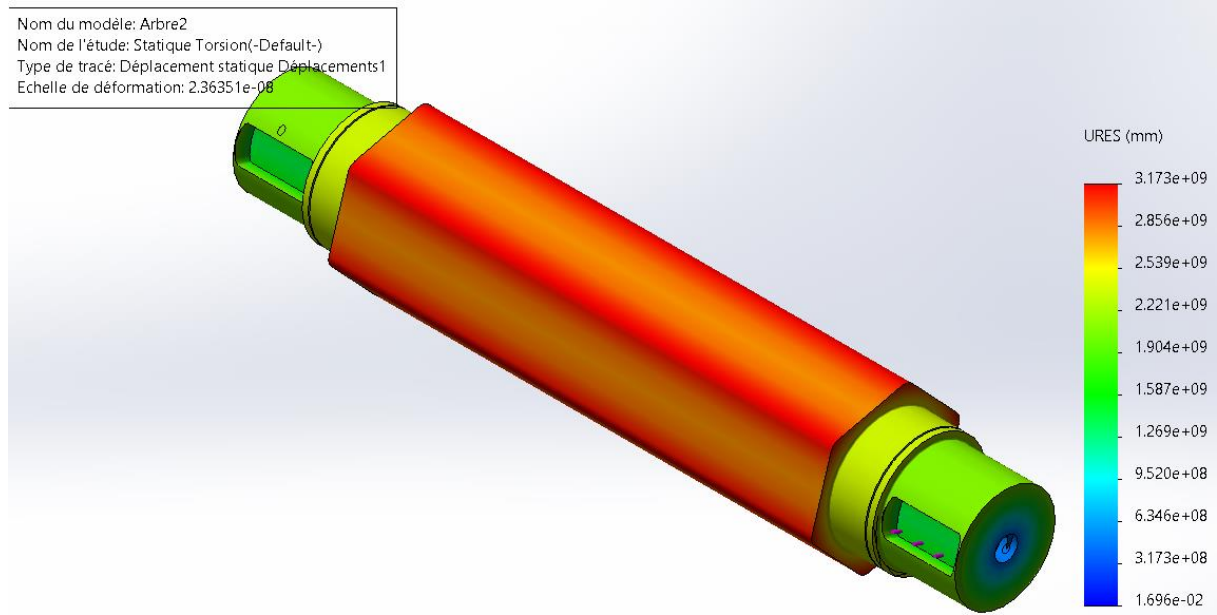
Lorsqu'on applique un couple de torsion de 96 N.m, on obtient une distribution de la contrainte de Von Mises indiquée sur la figure (IV.4). La contrainte maximale est de 83.93 MPa, cette contrainte est enregistrée sur la partie de l'arbre qui porte la grande poulie. La valeur minimale de cette contrainte est de  $1.534 \cdot 10^{-2}$  MPa. La contrainte maximale est inférieure à la limite élastique qui est de 580 MPa. Donc les sollicitations appliquées ne changent pas la structure, la résistance de l'arbre à la torsion dans le cas statique est vérifiée.



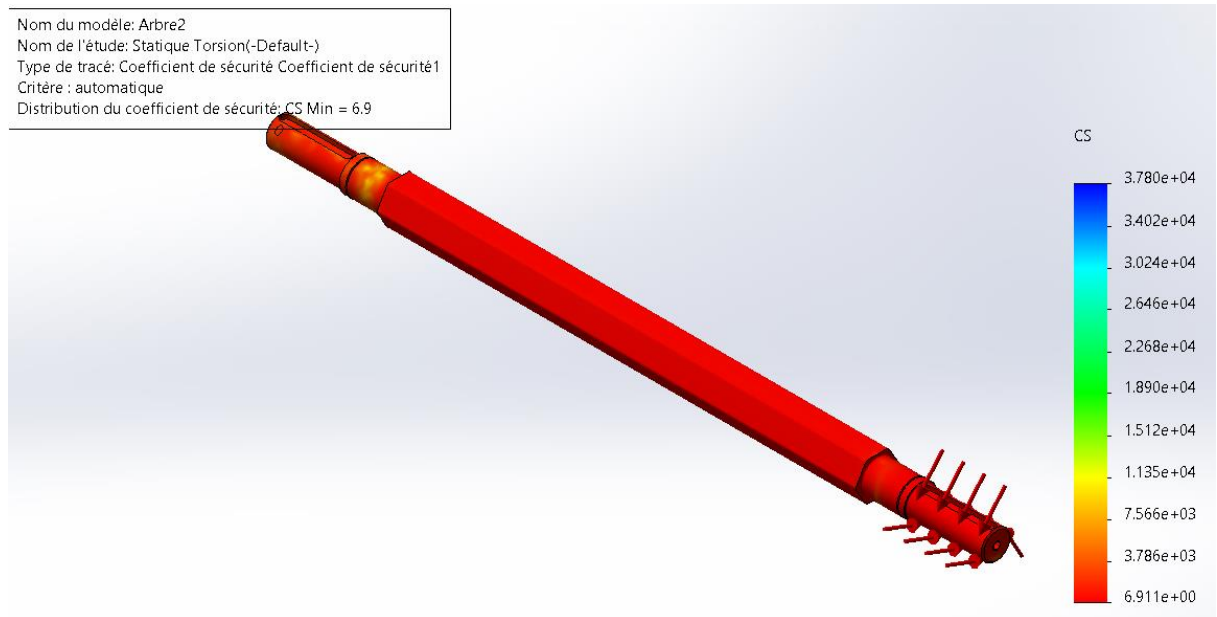
**Figure (IV. 4) :** Contrainte de Von Mises de l'arbre en torsion

### ➤ Déplacements :

Les déplacements engendrés par le moment de torsion sont représentés sur la figure (IV.5). Le déplacement maximal est observé sur les arrêtes de la forme hexagonale de l'arbre avec une valeur de  $3.173 \cdot 10^9$  mm. Le déplacement minimal est au niveau de la face plane extrême de l'arbre à  $1,696 \cdot 10^{-2}$  mm. Ce composant peut être utilisé dans cette machine à un coefficient de sécurité minimum de 6.911 qui dépasse la valeur de 1 Fig. (IV.6).



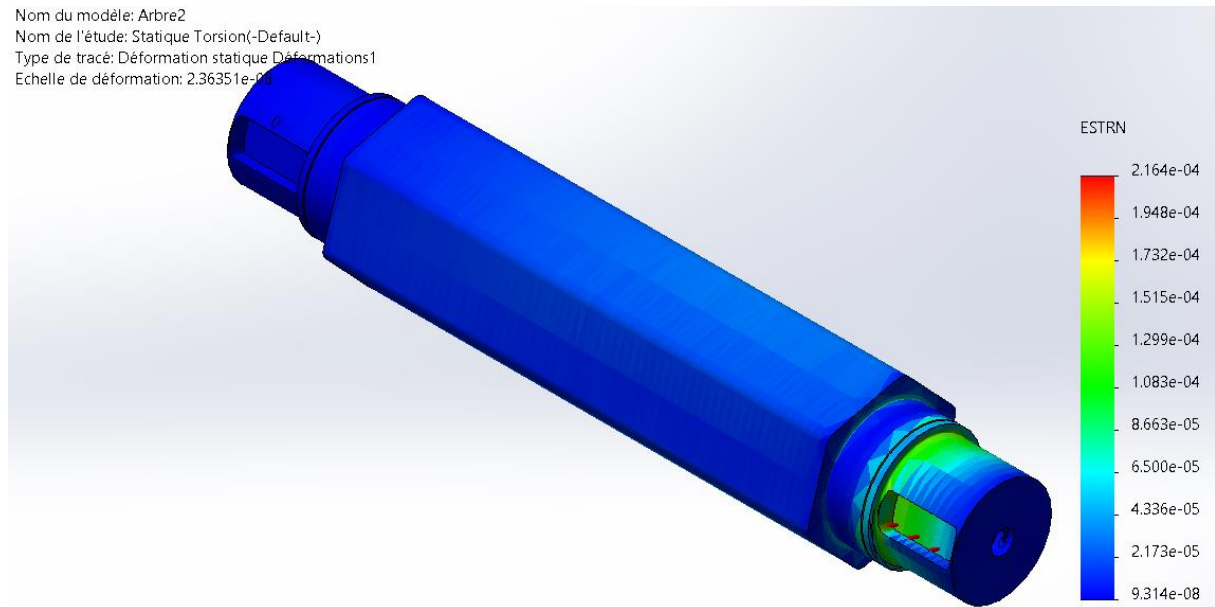
**Figure (IV. 5) :** Déplacements statiques de l'arbre en torsion



**Figure (IV. 6) :** Analyse du coefficient de sécurité de l'arbre en torsion

## ➤ Déformations :

La figure (IV.7) montre les déformations statiques de l'arbre en torsion. Comme la répartition des contraintes, la déformation maximale est signalée coté grande poulie avec une valeur de  $2.164 \cdot 10^{-4}$ . La déformation minimale est de  $9.314 \cdot 10^{-8}$  coté engrenage.

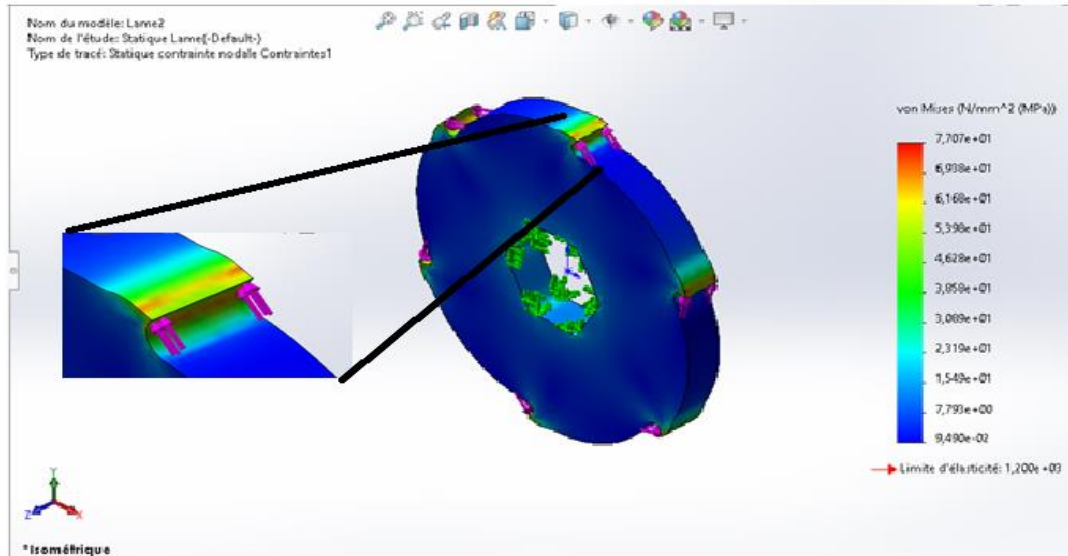


**Figure (IV.7) :** Déformations statiques de l'arbre en torsion

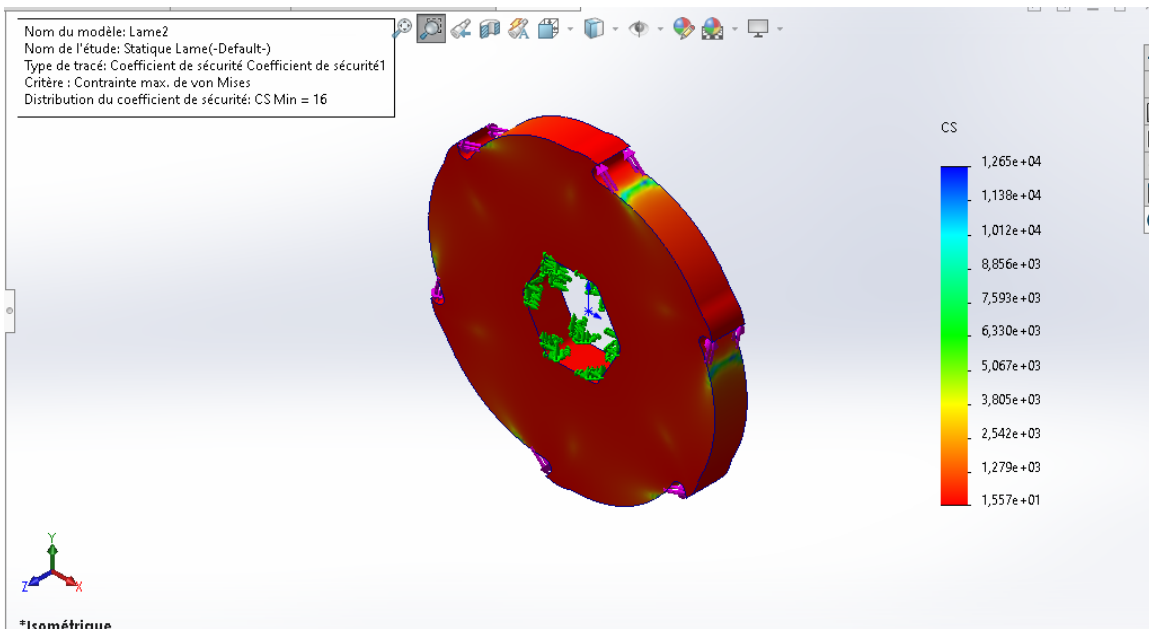
## IV.4 Analyse statique de la lame :

### ➤ Contrainte de Von Mises :

Avec une charge de 1200 N appliquée sur les lames, on obtient la répartition de la contrainte de Von Mises Fig. (IV.8). Les contraintes maximales sont observées sur les arêtes tranchantes avec une valeur de 77.07 MPa. Alors que la limite élastique du matériau de la lame est de 1200 MPa. Les sollicitations appliquées sur la lame ne modifier pas sa structure, la résistance dans le cas statique est vérifiée avec un coefficient de sécurité minimum qui vaut 15.57 largement supérieur à 1 Fig. (IV.9).



**Figure (IV.8) :** Contrainte de Von mises pour la lame



**Figure (IV.9) :** Coefficient de sécurité pour la lame

### ➤ Déplacements :

Sur la figure (IV.10) on peut lire les déplacements sur le corps de la lame. Les déplacements maximaux sont enregistrés sur le bord de l'arrête tranchante avec une

valeur de  $7.974 \mu\text{m}$ . Cela peut être expliqué par l'application de l'effort de coupe sur cette partie de la lame. En se dirigeant vers le centre de la lame, le déplacement tend vers zéro.

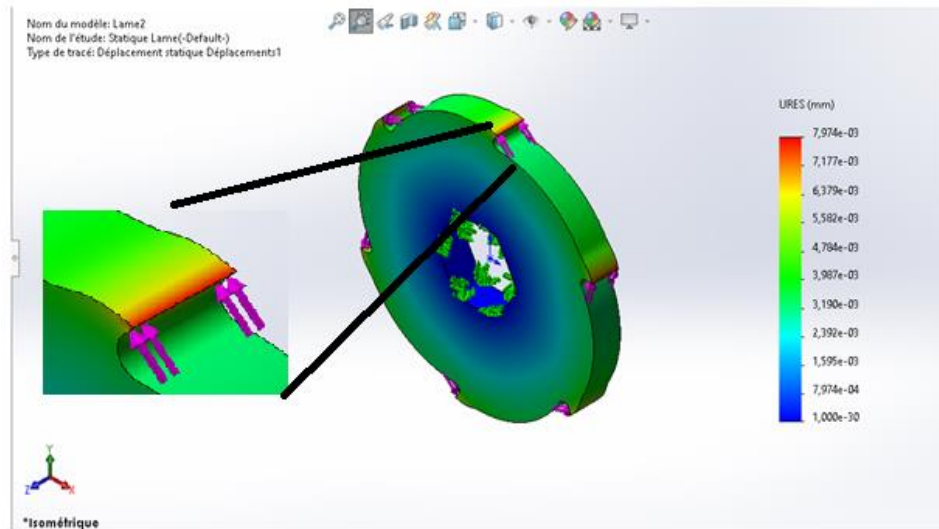


Figure (IV.10) : Déplacements résultants de la lame

### ➤ Déformations :

La figure (IV.11) montre Les déformations statiques au niveau de la lame. Ces déformations varient entre  $4.294 \cdot 10^{-7}$  et  $2.339 \cdot 10^{-4}$ . Comme les contraintes, les déformations maximales sont concentrées sur les bords de la lame.

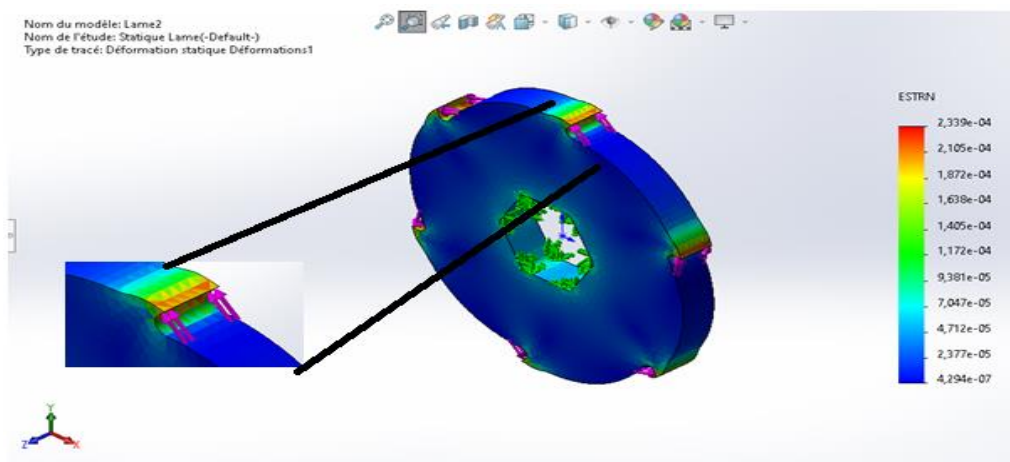
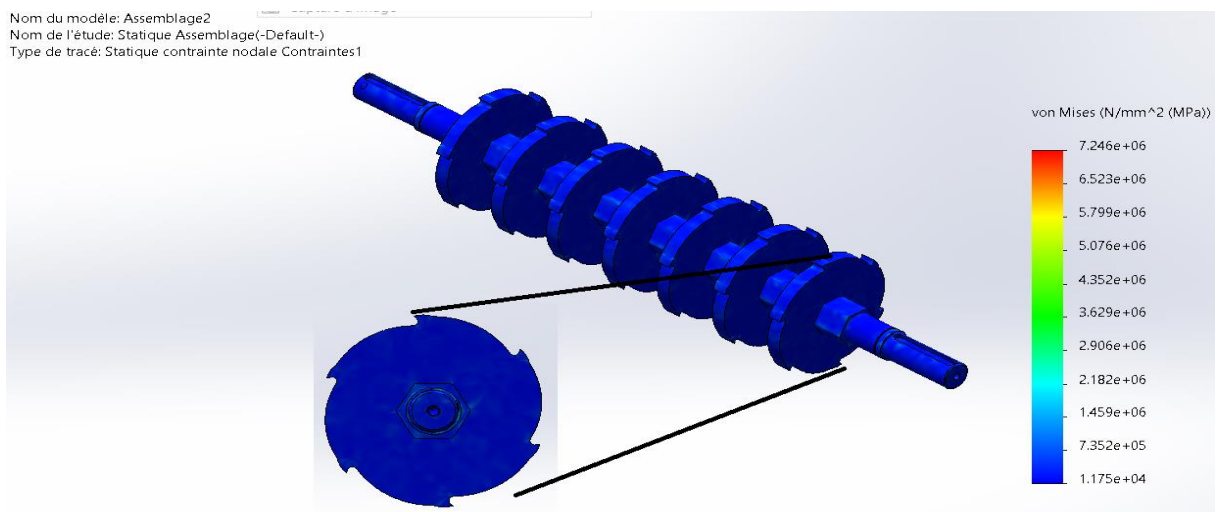


Figure (IV.11) : Déformations de la lame

## IV.5 Analyse statique de l'assemblage (Arbre + Lames) :

### ➤ Contrainte de Von Mises

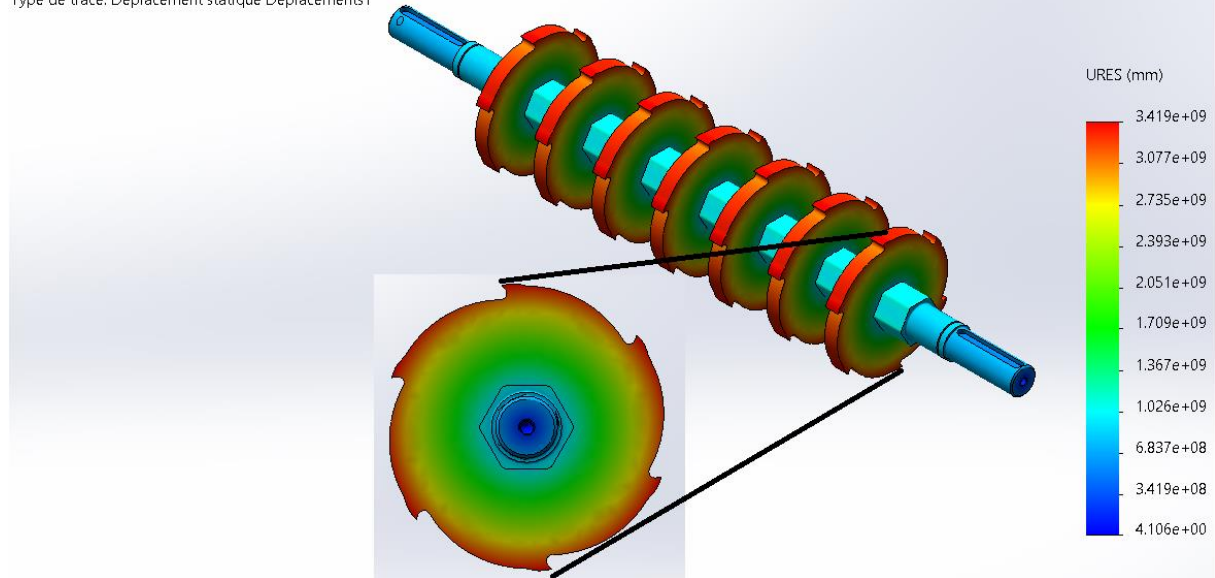
La figure (IV.12) présente la répartition de la contrainte de Von Mises sur l'assemblage de l'arbre avec les 7 lames. La contrainte maximale est observée dans la jonction arbre/lame avec une valeur de  $7.246 \times 10^6$  MPa. Par contre la valeur minimale de la contrainte est sur les faces planes des lames  $1.175 \times 10^4$  MPa.



### ➤ Déplacements :

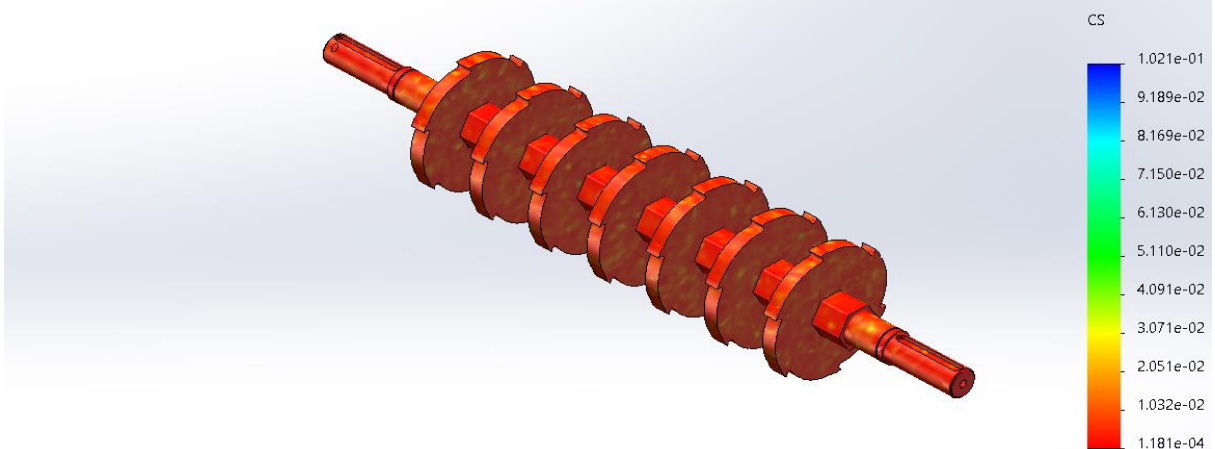
La figure (IV.13) montre les déplacements sur l'assemblage. On remarque qu'on s'éloignant du centre de l'arbre vers la périphérie, le déplacement augmente. Les lames sont les plus exposées. Le coefficient de sécurité minimal de l'assemblage est de  $10^{-4}$  largement inférieur à 1 Fig. (IV.14), ce qui indique que cette configuration d'assemblage ne résiste pas aux sollicitations imposées, une autre solution pour l'assemblage s'impose.

Nom du modèle: Assemblage2  
 Nom de l'étude: Statique Assemblage(-Default-)  
 Type de tracé: Déplacement statique Déplacements1



**Figure (IV.73) :** Déplacements de l'assemblage

Nom du modèle: Assemblage2  
 Nom de l'étude: Statique Assemblage(-Default-)  
 Type de tracé: Coefficient de sécurité Coefficient de sécurité1  
 Critère : automatique  
 Distribution du coefficient de sécurité: CS Min = 0.00012

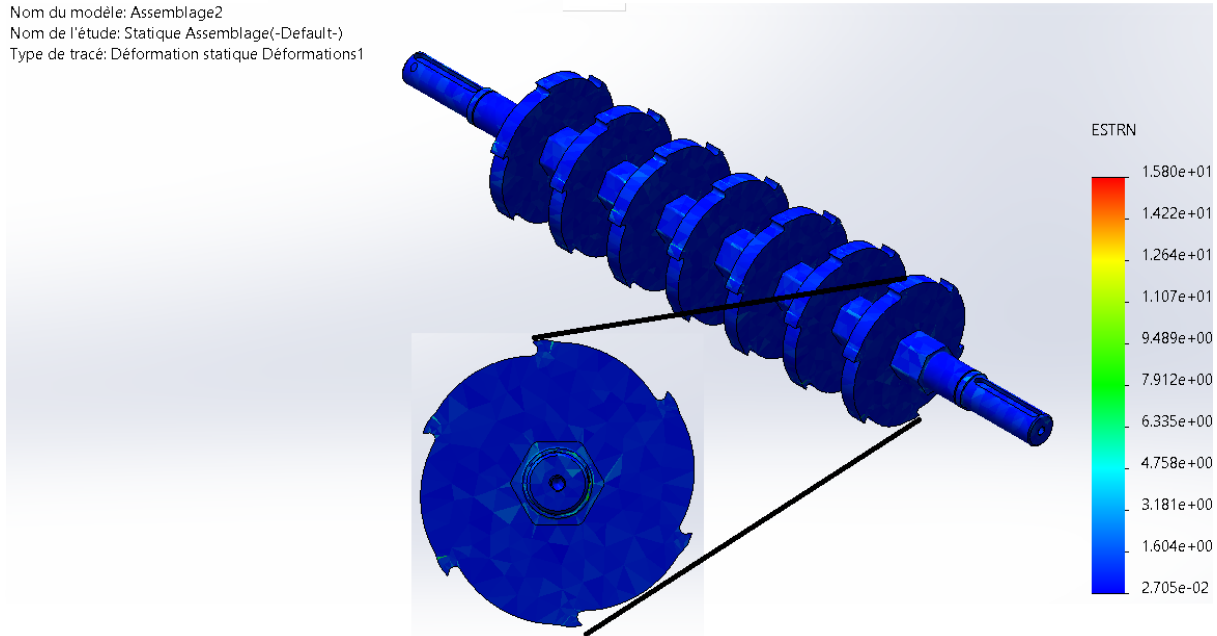


**Figure (IV.14) :** Coefficient de sécurité pour l'assemblage

### ➤ Déformations :

La figure (IV.15) représente les déformations statiques de l'assemblage. Ces déformations suivent l'allure des contraintes et varient entre 0.02 et 15.8.

Nom du modèle: Assemblage2  
Nom de l'étude: Statique Assemblage(-Default-)  
Type de tracé: Déformation statique Déformations1



**Figure (IV.85) :** Déformations de l'assemblage

### IV.6 Conclusion

D'après l'analyse des résultats de la simulation, on a constaté que les parties les plus chargées sont ceux qui portent les organes de transmission, coté roue dentée pour l'analyse de l'arbre en flexion et coté grande poulie pour l'analyse de l'arbre en torsion. La résistance de l'arbre porte-lames est vérifiée puisque la contrainte maximale de Von Mises est inférieure à la limite élastique du matériau de l'arbre, cette vérification est confirmée par le résultat du coefficient de sécurité qui est supérieur à 1 en flexion et en torsion. Pour la lame, les parties les plus chargées sont les arrêtes tranchantes. La contrainte appliquée sur ces arrêtes est inférieure à la limite élastique du matériau de la lame. Pour l'assemblage Arbre + Lames, la contrainte maximale est au niveau de la jonction arbre/lame. Par contre le coefficient de sécurité pour l'assemblage est inférieur à 1, signe de défaillance, la configuration de l'assemblage est à revoir.

### **Conclusion générale et perspectives**

La déchiqueteuse des déchets plastiques est largement utilisée dans les industries pour la gestion des déchets plastiques. Dans ce projet une déchiqueteuse de plastique a été conçue et analysée à l'aide de SolidWorks. L'exigence typique pour la conception est la rigidité, la résistance, la stabilité et la sécurité de fonctionnement de la machine. Il y a plusieurs conclusions pour cette étude de conception, on peut les énumérées dans les points suivants :

- Pour l'arbre récepteur porte-lames, les parties les plus chargées sont ceux qui portent les organes de transmission : roue dentée et poulie.
- La résistance de l'arbre en flexion et en torsion est vérifiée. La valeur de la contrainte maximale est inférieure à la limite élastique du matériau de l'arbre. Le coefficient de sécurité est supérieur à 1, ce composant peut être utilisé en toute sécurité.
- Pour la lame de coupe, les arrêtes tranchantes de la lame sont les plus chargées, l'effort de coupe est appliqué sur ces arrêtes. La résistance de la structure de la lame est aussi vérifiée avec une contrainte inférieure à la limite élastique du matériau de la lame et un coefficient de sécurité supérieur à 1.
- Pour l'assemblage arbre + lames, les contraintes sont concentrées au niveau de la jonction arbre/lame. Cette fois ci le coefficient de sécurité est inférieur à 1, et la structure ne résiste pas.

Il y a plusieurs recommandations pour cette étude, parmi ces recommandations :

- Analyser tous les autres composants de la déchiqueteuse. Utiliser autres types d'analyse autres que l'analyse statique, tel que l'analyse des vibrations et des contraintes dynamiques.
- Changer le système de transmission, en utilisant un système pignon-chaîne au lieu de poulie-courroie.
- Utiliser des lames à trois ou deux arrêtes au lieu de six arrêtes.
- Placer les organes de transmission entre les paliers au lieu de les placer à l'extérieur pour essayer d'assurer la résistance de l'assemblage.

## Reference bibliographique

### **Références bibliographiques**

- [1] R. Halden, "Plastics and public health". Annu Rev Pub Health, 2010, 31, 179-94.
- [2] K. Özkan, S. Ergin, Ş. Işık and İ. Işıklı, "A new classification scheme of plastic wastes based upon recycling labels". Waste Management, 2015, 35, 29-35.
- [3] <https://www.leballageecologique.com/symboles-recyclage-emballages-plastiques/> (consulter le 15/03/2023).
- [4] S.N; Momodu, K.O. Dimuna, and J.E. Dimuna, "Mitigating the impact of Solid Wastes in Urban Centres in Nigeria". Journal of HumanEcology, 2015, 34(2), 125-133.
- [5] E. Achankeng, Globalization, "Urbanization and Municipal Solid Waste Management in Africa", AfricanStudies Association of Australasia and the Pacific ConferenceProceedings - African on a Global Stage, University of Adelaide, 2003.
- [6] G. Ionescu, E.C. Rada, M. Ragazzi, C. Marculescu, A. Badea, T. Apostol, Inte-grated municipal solidwaste model usingadvancedpretreatment and waste to energyprocesses, "Energ. Convers. Manag", 2013, 76, 1083–1092.
- [7] United Nations Environment Programme (UNEP), ConvertingWaste Plastic into a resource, United Nations Environmental Programme Division of Tech-nology, "Industry and Economics International EnvironmentalTechnology Centre, Osaka/Shika.", 2009, 10, 12-73.
- [8] <https://www.lexpressquotidien.dz/2021/09/09/necessite-de-booster-lindustrie-du-recyclage/> (consulter le 15/02/2023).
- [9] <https://ginindex.com/2021/07/07/recyclage-des-bouteilles-en-plastique/> (consulter le 15/02/2023).
- [10] M. F. Nasr and K. A. Yehia, StressAnalysis of a ShredderBlade for CuttingWastePlastics,"Journal of International Society for Science and Engineering", 2019, Vol. 1, No. 1, 09-12.
- [11] <https://www.enggarena.net/plastic-shredder-machine-project/>
- [12] A. E. Oladejo, S. I. Manuwa and T. B. Onifade, "Design and fabrication of a shredder", IOP Conf. Series:Earth and Environmental Science,2020.
- [13] Vaibhav Edke<sup>1</sup>, Swapnil Yemle<sup>2</sup>, Prof. S. V. Raut<sup>3</sup>, Prof. G. E. Kondhalkar, "Case Study and Development of Plastic Shredding Machine", International Research Journal of Engineering and Technology [2020]

## Reference bibliographique

- [14] Nitin Kumar Singh, Prakash Tiwari, RishabhUpadhyay, Sadan Ahmed & Wasim Ansari, “Design And Construction Of Single ShaftShredder Machine”, International Journal of Engineering Sciences & ResearchTechnology [2019] For Plastic Recycling For ItsUtilization”, Project Reference No.: 42S\_BE\_3127, [2019]
- [15] Jaypal sinh Rana, Sahil Shah, Mit Shah, MikulPrajapati, HarshilMehta, “Design and Fabrication of PlasticBottleShredder”, International Research Journal of Engineering and Technology,2020.
- [16] AbhayKatiyar, Abhishek Gaur, AviralShrivastava, Mohd Ahmar Khan, NavneetPratap Singh, Dr. Rahul Saini, Ms. Gaganpreet Kaur, “Design and Construction of a Shredding Machine for Recycling and Management of OrganicWaste”, International Journal of Trend in Scientific Research and Development, 2019.
- [17] Tegege A, Tsegaye A, Ambaye E and Mebrhatu R, "Development of dual shaft multi blade waste plastic shredder for recycling purpose, Int. J.of Res. and Sci. Innov. (IJRSI) 6. 2019.
- [18] Biddinika M K, Syamsiro M, Hadiyanto A N, Mufrodi Z and Takahashi F, "Technology for public outreach of fuel oil production from municipal plastic wastes", EnergyProcedia,142 2797-801. 2017.
- [19] Mr. Ankit B. Raut, Mr. Vinayak D. Wagh, Mr. Bhushan G. Pawar, “Design and Fabrication of Paper ShredderMachine”, International Journal for Research in Applied Science & Engineering Technology, 2018.
- [20] Fauzia Siddiqui et.al, "Design and fabrication of paper shredder machine", International Journal of scientific and engineering research, Vol.8, Issue3 ,18-25. 2017.
- [21] Karolina Głogowska<sup>1</sup>, Jakub Rozpędowski, “Examination of ShreddingProcess Parameters and The Properties of Recyclate”, Advances in Science and Technology Research Journal, 2016.
- [22] NASR, Mohamed Fawzy et YEHIA, Khaled Ahmed. Stress analysis of a shredder blade for cutting waste plastics. Journal of International Society for Science and Engineering, vol. 1, no 1, p. 9-12. 2019.
- [23] MIYAZAWA, Takeshi, FUJII, Toru, NONAKA, Keizo, *et al.* Power transmitting mechanism of a dry hybrid V-belt for a CVT-advanced numerical model considering block tilting and pulley deformation. *SAE transactions*, 1999, p. 1358-1368.
- [24] site internet : <http://www.sciences-technologies.net/genie-mecanique/15-conception-mecanique.html>.