

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة أبو بكر بلقايد - تلمسان

Université Aboubakr Belkaïd – Tlemcen –

Faculté de TECHNOLOGIE



MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du **diplôme** de **MASTER**

En : Génie Mécanique

Spécialité : Construction Mécanique

Par : Zellal Mohammed EL Habib

Sujet

Conception d'un banc d'essai d'analyse vibratoire et acoustique

Soutenu le 26/09/2021 , devant le jury composé de :

Mr.MANGOUCI Ahmed	MAA	Univ. Tlemcen	Président
Mr.GUEZZEN Samir	MCB	Univ. Tlemcen	Encadreur
Mr.BELKAID Mohammed	MAA	Univ. Tlemcen	Examineur

Année universitaire : 2020 – 2021

Remerciements

Je tiens à exprimer toute ma reconnaissance à mon encadreur monsieur GUEZZEN Samir. Je le remercie de m'avoir encadré, orienté, aidé et conseillé.

J'exprime ma reconnaissance à tous les membres de jury, monsieur MANGOUCI Ahmed d'avoir accepté de présider le jury ainsi que monsieur Belkaid Mohammed d'avoir accepté d'examiner ce mémoire.

Je désire aussi remercier les professeurs qui m'ont fourni les outils nécessaires à la réussite de mes études universitaires.

Mes remerciements vont aussi à tous mes amis et mes collègues.

Je remercie tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin, à la réalisation de ce travail.

Dédicace

A Ma chère mère et mon cher père pour le mérite d'être venu au
monde, leurs soins et leurs instructions si précieux.

Mon frère Fethallah , Ma sœur , toute la famille et tous mes
amis

Table des matières

Résumé.....	6
Abstract.....	6
ملخص.....	6
Liste des figures.....	7
Liste des tableaux.....	10
Liste des abréviations.....	11
Liste des symboles.....	12
Introduction générale.....	1
Chapitre I : Généralités sur les bancs d’essai mécanique.....	2
1.1 Introduction :	3
1.2 Historique	3
1.3 Exemple des bancs d’essai :	3
1.3.1 Banc d’essai de traction et compression :	3
1.3.2 Banc d’essais Endurance, Fatigue :	4
1.3.3 Banc d’essai de dureté :	5
1.4 Banc d’essai pour l’analyse vibratoire et acoustique :	5
1.4.1 Objectifs :	6
1.4.2 Défauts à provoquer :	6
1.5 Surveillance :	6
1.6 Les capteurs :	7
1.6.1 Capteurs de vibrations :	7
1.6.2 Types de capteur de mesure :	7
1.6.3 Modes de fixation :	8
1.6.4 Types d’outils d’analyse acoustique :	9
1.7 Conclusion :	10
Chapitre II :Analyse vibratoire et acoustique.....	11
2.1 Introduction :	12
2.2 Défauts courants :	12
2.2.1 Défaut Déséquilibre (Balourd) :	12
2.2.2 Défaut de Désalignement :	14
2.2.3 Défaut Usure :	17
2.2.4 Défaut de desserrage :	17
2.2.5 Défaut de frottement :	17
2.2.6 Défaut de courroie :	17
2.2.7 Défaut d’engrenage :	18
2.2.8 Défaut de roulement :	20
2.3 Analyse des défauts :	22
2.4 Méthodes d’analyse :	23
2.4.1 Méthodes temporelles :	23
2.4.2 Méthodes fréquentielles.....	26

2.5	Analyse acoustique :	28
2.5.1	Equipement d'analyse	28
2.5.2	Modèles d'analyse	28
2.5.3	Comment utiliser l'analyse acoustique pour la maintenance prédictive.....	29
2.6	Conclusion :	30
Chapitre III : Conception d'un banc d'essai d'analyse vibratoire et acoustique.....		31
3.1	Introduction :	32
3.2	Schéma du banc d'essai :.....	32
3.3	Analyse fonctionnelle :.....	32
3.3.1	Diagramme Bête à cornes :.....	32
3.3.2	Diagramme pieuvre :.....	33
3.3.3	Diagramme FAST :.....	34
3.4	Logiciel de modélisation 3d SolidWorks :	36
3.5	Conception et modélisation de banc d'essai	37
3.5.1	Choix de moteurs électriques :	37
3.5.2	Les Accouplement :.....	38
3.5.3	Transmissions par poulies et courroies.....	41
3.5.4	Engrenages en polymère :.....	42
3.5.5	Les arbres :	43
3.5.6	Liaison pivot :.....	44
3.5.7	Le bâti :	46
3.5.8	Assemblage :	47
3.6	Conclusion :.....	51
Chapitre IV : Dimensionnement.....		52
4.1	Introduction :	53
4.2	Schéma cinématique :	53
4.2.1	Dimensionnement des courroies trapézoïdales selon la norme ISO 4183 :	54
4.2.2	Dimensionnement de la poulie trapézoïdale :	61
4.2.3	Force de tension de la poulie :	62
4.3	Dimensionnement des engrenages :	63
4.3.1	Procédure de dimensionnement des engrenages	63
4.3.2	Déterminations des forces exercées par les engrenages :.....	66
4.3.3	Matériaux utilisés :.....	69
4.4	Dimensionnement des arbres.....	69
4.4.1	Procédure pour le design d'un arbre	69
3.1.1	Critère de résistance	70
3.1.2	Dimensionnement arbre 1 :.....	72
3.1.3	Dimensionnement arbre 2 :.....	75
3.1.4	Dimensionnement arbre 3 :.....	82
3.1.5	Dimensionnement arbre 4 :.....	89
3.1.6	Calcul entraxe entre les arbres :	97
3.1.7	Choix de roulement :	97

3.1.8	Durée de vie :.....	98
3.2	Conclusion :.....	103
Conclusion générale et perspectives.....		104
Bibliographie		
.....		Error! Bookmark not defined.

Résumé

L'analyse vibratoire et acoustique joue un rôle important dans l'amélioration de la sécurité et des performances des machines et aussi détecter et surveiller les équipements, afin d'éviter la dégradation du système, et les pannes catastrophiques. Notre objectif dans ce mémoire de projet de fin d'étude consiste à faire la conception et dimensionnement d'un banc d'essai pédagogique pour l'analyse vibratoire et acoustique afin d'analyser et diagnostiquer les défauts mécaniques plus courant sur des éléments industriels, tel que les défauts des courroies, les défauts d'engrains, défauts de roulements, les défauts d'alignement et le défaut de balourd.

Pour cela, une conception, un calcul dimensionnel plus une modélisation sur un logiciel de CAO (SOLIDWORKS) indispensable avant d'entamer la réalisation de ce banc d'essai.

Mots clés : analyse vibratoire et acoustique, banc d'essai, bruit, vibration, défauts mécaniques, maintenance, CAO, SolidWorks.

Abstract

Vibration and acoustic analysis play an important role in improving the safety and performance of machines and also detecting and monitoring equipment, in order to prevent system degradation and catastrophic failures. Our objective in this end-of-study project thesis is to design and dimension an educational test bench for vibration and acoustic analysis in order to analyze and diagnose the most common mechanical faults on industrial elements, such as belt faults, gear faults, bearing faults, alignment faults and imbalance fault.

For this, a design, a dimensional calculation plus a modeling on CAD software (SOLIDWORKS) essential before starting the realization of this test bench.

Keywords: vibration and acoustic analysis, test bench, noise, vibration, mechanical faults, maintenance, SolidWorks.

ملخص

يلعب التحليل الاهتزازي والصوتي دورًا مهمًا في تحسين سلامة وأداء الآلات وكذلك معدات الكشف والمراقبة، من أجل منع تدهور النظام والفشل الكارثي. هدفنا في أطروحة مشروع نهاية الدراسة هذا هو تصميم وأبعاد مقعد اختبار تعليمي لتحليل الاهتزاز والصوت من أجل تحليل وتشخيص الأخطاء الميكانيكية الأكثر شيوعًا في العناصر الصناعية، مثل أعطال الحزام وأعطال التروس وأعطال المحامل وأعطال المحاذاة وخطأ عدم التوازن.

لهذا، يعد التصميم وحساب الأبعاد بالإضافة إلى النمذجة على برنامج CAD (SOLIDWORKS) ضروريًا قبل البدء في تحقيق مقعد الاختبار هذا.

الكلمات الرئيسية: الاهتزاز والتحليل الصوتي، منصة الاختبار، الضوضاء، الاهتزاز، الأعطال الميكانيكية، الصيانة، CAD، SolidWorks.

Liste des figures

Chapitre I

Figure I-1 : Vibrateurs électromécaniques pour essais sinusoïdaux - Année 1930.....	3
Figure I-2 : Banc d'essai de traction/compression	4
Figure I-3 : Banc d'essais Endurance, Fatigue	4
Figure I-4 : Banc de test de dureté.....	5
Figure I-5 : Banc d'essai d'analyse vibratoire et acoustique (INSA).....	6
Figure I-6 : Types de surveillance	7
Figure I-7 : Capteur de déplacement.....	7
Figure I-8 : Capteur de vitesses	8
Figure I-9 : Capteur de l'accéléromètre.....	8
Figure I-10 : Modes de fixation des capteurs vibratoire	8
Figure I-11 : Microphone sonique	9
Figure I-12 : Microphone ultrasonique	9

Chapitre II

Figure II-1 : Déséquilibre statique.....	13
Figure II-2 : Déséquilibre couple	13
Figure II-3 : spectre théorique d'un défaut de déséquilibre.....	14
Figure II-4 : Types de Désalignement	14
Figure II-5 : Alignement de 2 arbres avec Comparateurs à cadran.....	15
Figure II-6 : Systèmes d'alignement optique laser	15
Figure II-7 : Signal temporel d'un défaut d'alignement	16
Figure II-8 : Spectre théorique d'un défaut d'alignement.....	16
Figure II-9 : Spectre d'un défaut d'alignement affectant un compresseur tournant à 1 500tr/mn .	16
Figure II-10 : L'usure d'un engrenage	17
Figure II-12 : Image vibratoire théorique d'un défaut de transmission courroies	18
Figure II-11 : Spectre réel d'un défaut de transmission par courroies (la fréquence de passage est de 8,17 Hz)	18
Figure II-13 : Image vibratoire théorique d'un engrenage présentant une dent détériorée	19
Figure II-14 : Altération d'une dent affectant un pignon d'un réducteur de laminoir.....	19
Figure II-15 : Image vibratoire théorique d'une denture.....	20
Figure II-16 : Image vibratoire théorique fond de denture	20
Figure II-17 : Evolution des valeurs crête, efficace et du facteur crête.....	24
Figure II-18 : Signal temporel et densité de probabilité d'un roulement non dégradé :	25
Figure II-19 : Signal temporel et densité de probabilité d'un roulement non dégradé : Kurtosis = 6.81 – valeur RMS = 7.1.	25
Figure II-20 : Transformée de Fourier d'une somme de deux sinusoïdes.....	26
Figure II-21 : Densité spectrale de puissance effectuée sur un roulement avec un écaillage sur la bague extérieure à 34,75 Hz	27
Figure II-22 : Spectre enveloppe 0 – 100 KHz : Visualisation du défaut de bague extérieure à 34,75 Hz	27

Chapitre III

Figure III-1 : Schéma du banc d'essai.....	32
Figure III-2 : Diagramme bête à cornes.....	33
Figure III-3 : Diagramme pieuvre	34
Figure III-4 : Diagramme FAST de 1 ère fonction principale.	35
Figure III-5 : Diagramme FAST de 2 -ème fonction principale	36

Liste des figures

Figure III-6 : Logo de logiciel SolidWorks	37
Figure III-7 : Modélisation de moteur sur SolidWorks	38
Figure III-8 : Les dimensions de moteur [20]	38
Figure III-9 : Les types d'accouplement.....	39
Figure III-10 : Vue éclatée d'accouplement	40
Figure III-11 : Modélisation d'accouplement sur SolidWorks (les fichier CAD sont téléchargés sur www.ruland.com)	40
Figure III-12 : Modélisation de la courroie sur SolidWorks	42
Figure III-13 : Les engrenages modélisée (engrange droit et engrange hélicoïdale) sur SolidWorks	43
Figure III-14 : Les arbres modélisés sur SolidWorks.....	44
Figure III-15 : L'architecture d'un roulement à bille	45
Figure III-16 : Modélisation de palier a roulements sur SolidWorks.....	46
Figure III-17 : Modélisation du bâti du banc d'essai	47
Figure III-18 : Moyeu amovible.....	47
Figure III-19 : Modélisation de moyeux amovible sur SolidWorks	48
Figure III-20 : Assemblage des engrenages.....	49
Figure III-21 : Profilé aluminium 20x20	49
Figure III-22 : Profilé aluminium 20x40	50
Figure III-23 : Équerre de fixation	50
Figure III-24 : Patins de fixation.....	51

Chapitre IV

Figure IV- 1 : Schéma cinématique de notre banc d'essai.....	53
Figure IV-2 : Organigramme de calcul des courroies trapézoïdales	54
Figure IV-3 : Choix de section de courroie	55
Figure IV-4 : Choix d'angle d'enroulement.....	59
Figure IV-5 : Le coefficient KL	59
Figure IV-6 : Principales dimensions de la courroie trapézoïdale.....	61
Figure IV-7 : Illustration des forces exercées sur la poulie	62
Figure IV-8 : La force équivalente	62
Figure IV-9 : Effort sur une denture droite	67
Figure IV-10 : Les efforts exercés sur la denture droite hélicoïdale	68
Figure IV-11 : Illustration des efforts appliquée sur l'arbre 1	72
Figure IV-12 : Diagrammes des efforts internes et des moments de flexion	73
Figure IV-13 : Evolution de torsion.....	73
Figure IV-14 : Design préliminaire de l'arbre 1 sur SolidWorks	74
Figure IV-15 : Illustration des efforts appliquée sur l'arbre 2 sur le plan radial	75
Figure IV-16 : Diagrammes des efforts internes et des moments de flexion	77
Figure IV-17 : Illustration des efforts appliquée sur l'arbre 2 sur le plan tangentiel.....	77
Figure IV-18 : Diagrammes des efforts internes et des moments de flexion	79
Figure IV-19 : Evolution de torsion Sur l'arbre 2	79
Figure IV-20 : Design préliminaire de l'arbre 2 sur SolidWorks	80
Figure IV-21 : Illustration des efforts appliquée sur l'arbre 3 sur le plan radial	82
Figure IV-22 : Diagrammes des efforts internes et des moments de flexion	84
Figure IV-23 : Illustration des efforts appliquée sur l'arbre 3 sur le plan tangentiel.....	84
Figure IV-24 : Diagrammes des efforts internes et des moments de flexion	86
Figure IV-25 : Evolution de torsion Sur l'arbre 3	86
Figure IV-26 : Design préliminaire de l'arbre 3 sur SolidWorks	87
Figure IV-27 : Propriétés de masse de balourd	89

Liste des figures

Figure IV- 28 : Disque 2	90
Figure IV-29 : Disque 1	90
Figure IV-30 : Illustration des efforts appliquée sur l'arbre 4 sur le plan tangentiel	90
Figure IV-31 : Diagrammes des efforts internes et des moments de flexion	92
Figure IV-32 : Illustration des efforts appliquée sur l'arbre 4 sur le plan tangentiel	92
Figure IV-33 : Diagrammes des efforts internes et des moments de flexion	94
Figure IV-34 : Evolution de torsion sur l'arbre 4.....	95
Figure IV-35 : Design préliminaire de l'arbre 4 sur SolidWorks	95
Figure IV-36 : Les efforts exercés sur palier 5.....	100
Figure IV-37 : Les efforts exercés sur palier 6.....	100

Liste des tableaux

Chapitre II

Tableau II-1 : Défauts et fréquences correspondants	23
--	----

Chapitre III

Tableau III-1 : Comparaison entre accouplement rigide et flexible	40
Tableau III-2 : Comparaisons entre les différentes poulies courroie (22)	41
Tableau III-3 : dimensions des moyeux amovibles extraits de catalogue VECOBLOC	48

Chapitre IV

Tableau IV-1 : Coefficient de service K_s (22)	55
Tableau IV-2 : Diamètres primitifs recommandés pour les poulies trapézoïdales (22)	56
Tableau IV-3 : Les longueurs primitives normalisées des courroies (22)	57
Tableau IV-4 : Puissance de base des courroies (24)	58
Tableau IV-5 : Principales dimensions de poulie trapézoïdale (22)	61
Tableau IV-6 : Les valeurs normalisées du module	63
Tableau IV-7 : Facteur de sécurité lié aux fatigues	71
Tableau IV-8 : Extraits de catalogue SKF de dimensionnement des roulements	97
Tableau IV-9 : Extraits de catalogue SKF de dimensionnement des roulements	97
Tableau IV-10 : Les coefficients X et Y de catalogue Koyo	101

Liste des abréviations

- CAO** : Conception assisté par ordinateur
- CFAO** : Conception et fabrication assisté par ordinateur
- FAST** : Function Analyses System Technic
- CAD** : Computer-Aided Design
- BPFO** : Ball Pass Frequency Our Race .
- BPFI** : Ball Pass Frequency Inner Race .
- FTF** : Fundamental 1 train Frequency.
- BSF** : Ball Spin Frequency .
- ASME** : The American Society of Mechanical Engineers
- SKF** : Svenska Kullager Fabriken (Usine suédoise de roulements à billes)
- ISO** : L'Organisation internationale de normalisation
- INSA** : Institut National des Sciences Appliquées

Liste des symboles

Ω, N, ω	:	Vitesse de rotation
P	:	Puissance moteur
C	:	Le couple
L	:	Longueur de l'arbre
d	:	Diamètre
p	:	Charge
RA, RB	:	Réactions suivant l'axe Y
M_C	:	Moment de flexion
T	:	Effort tranchant
M_f	:	Moment fléchissant
M_t	:	Moment de torsion
S_p	:	Contrainte admissible
R_e	:	Limite élastique
R_m	:	Limite de traction
PBC	:	Pourcentage de bande constant.
RC	:	Résolution constante.
HF	:	Haute fréquence.
K	:	Le facteur du Kurtosis
v	:	Vitesse linéaire
N	:	Nombre de bille
φ	:	Angle de contact
f _{be}	:	Fréquence d'un défaut localisé sur la bague externe du roulement
f _{bi}	:	Fréquence d'un défaut localisé sur la bague intérieure
f _b	:	Fréquence d'un défaut localisé sur un élément roulant
f _c	:	Fréquence d'un défaut de cage
Frot	:	Fréquence de rotation.
Feng	:	Fréquence d'engrènement ;
Z	:	Nombre de dents
K _s	:	Coefficient service
a	:	Entraxe

Liste des symboles

L_p	:	Longueurs primitives
P_B	:	Puissance admissible
KL	:	Coefficient de longueur
N_c	:	Nombre nécessaire de courroie
η	:	Rendement
F_N	:	La force équivalente
F_t	:	La force Tendue
F_m	:	La force mou
B	:	Epaisseur de dent
r	:	Rapport de réduction
m	:	Module
m_t	:	Module apparente
D_p	:	Diamètre primitive
β	:	Angle d'hélice
F_T	:	Force tangentiel
F_R	:	Force radial
b	:	Facteur de sécurité
C_m	:	Facteur de charge
C_t	:	Facteur de fatigue
σ_e	:	Limite d'endurance
k_t	:	Facteur de concentration de contrainte
L_2	:	Durée de vie pour une charge
c_r	:	Charge dynamique maximum pour 10^6 tour
Re	:	Charge équivalente
V	:	Facteur de rotation

Introduction générale

Aujourd'hui l'industrie exige, de plus en plus, une optimisation de la maintenance ce qui nécessite une politique très rigoureuse. Le choix du type de maintenance a des incidences sur le coût et la production.

Le choix d'une maintenance prédictive va permettre de réduire les probabilités de défaillance ou de limiter la dégradation du fonctionnement d'un bien. Le choix d'une maintenance corrective va impliquer d'exécuter des opérations correctives après la détection d'une défaillance, ainsi que l'arrêt de la production ce qui engendrera des coûts supplémentaires

Le contrôle non destructif, que ce soit par l'analyse vibratoire ou par l'émission acoustique a le même but, détecter des défaillances par l'installation de différentes alarmes.

Elles sont définies par l'utilisateur et doivent correspondre à des seuils auxquels des défauts sont détectés. Ces alarmes permettent de déterminer les éléments qui sont en cours de défaillance et qui doivent être contrôlés par le personnel de maintenance. Cela va rendre possible la planification des phases de maintenance, et porte aussi le nom de maintenance préventive [1]

Le but de ce travail est la conception d'un banc d'essai pédagogique d'analyse vibratoire et acoustique qui contient des éléments industriels telle que les engrenages, courroie, les roulement ... etc.

Afin d'atteindre cet objectif, ce mémoire est structuré en quatre chapitres.

Le premier chapitre est consacré aux généralités sur les bancs d'essai

Le second chapitre réservé à l'analyse vibratoire et acoustique

Le troisième chapitre concerne la conception d'un banc d'essai d'analyse vibratoire et acoustique

Le quatrième est réservé aux calcul et dimensionnement des différentes pièces comportant notre banc d'essai.

Chapitre I :

Généralités sur les bancs d'essai mécanique

1.1 Introduction :

Un banc d'essai est un environnement isolé et contrôlé, très similaire à l'environnement de production, c'est un système physique permettant de mettre un produit en conditions d'utilisation paramétrables et contrôlées afin d'observer et mesurer son comportement est largement utilisé dans l'industrie et aussi dans les labos de recherche, afin de diagnostiquer et développer le produit ou d'expliquer des phénomènes physiques.

1.2 Historique

En l'absence de véhicules à moteur, d'aéronefs et de matériel électronique les anciens se préoccupaient relativement peu de l'effet des vibrations. Les physiciens s'intéressaient plus à l'Acoustique, science des sons perceptible par l'homme et surtout intimement liée à la Musique.

L'une des premières publications décrivant des essais vibratoires est peut-être celle de Giordano RICCATI qui étudie les lois de la vibration d'une membrane (vers 1754).

Plus connus sont les travaux de Ernest-Florent-Frédéric CHLADNI à la fin du 18^{ème} siècle. Considéré comme le fondateur de l'acoustique moderne, CHLADNI publie en 1802 un Traité d'Acoustique.

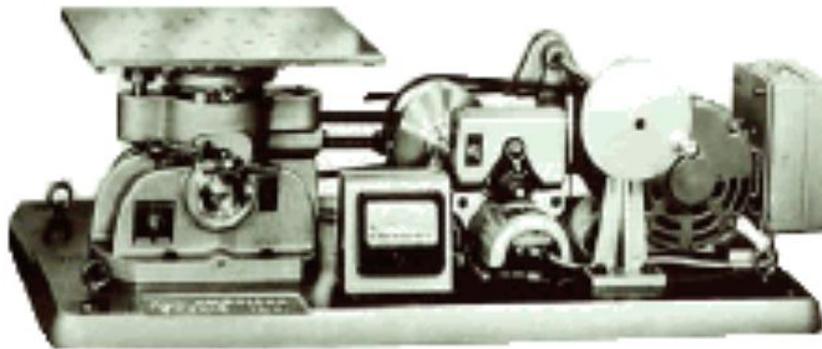


Figure I-1 : Vibrateurs électromécaniques pour essais sinusoïdaux - Année 1930

1.3 Exemple des bancs d'essai :

1.3.1 Banc d'essai de traction et compression :

Le banc d'essai de traction et compression est un appareil de laboratoire utilisé pour réaliser divers essais mécaniques, en général normalisés, sur des éprouvettes ou des pièces de matériau afin de déterminer les caractéristiques mécaniques tel que : la force de compression, la force traction maximale ou la force de rupture d'une pièce ou d'un ensemble mécanique.



Figure I-2 : Banc d'essai de traction/compression

1.3.2 Banc d'essais Endurance, Fatigue :

Les bancs d'essais mécaniques d'endurance permettent de vérifier les capacités du produit à conserver ses caractéristiques techniques et leur fiabilité tout au long de son cycle de vie. Ces bancs de tests assurent des cycles automatisés d'essais : plusieurs millions de cycles à plusieurs cycles/seconde.

Ce type de banc de test permet de caractériser le comportement du produit soumis à une contrainte de torsion. Il mesure automatiquement le coefficient de raideur en torsion et l'énergie de déformation absorbée à chaque cycle par l'échantillon. Le but est de déterminer la variation de l'angle de torsion due à la charge qui s'applique en extrémité du produit.

Ces bancs de test de torsion sont utilisés au cours des différentes étapes de Recherche & Développement ainsi que pour la vérification du processus de production. [2]



Figure I-3 : Banc d'essais Endurance, Fatigue

1.3.3 Banc d'essai de dureté :

Le banc d'essai de dureté permet d'évaluer les propriétés d'un matériau telles que sa résistance, sa ductilité, sa résistance à l'usure et contribue ainsi à déterminer si le matériau ou le traitement de ce matériau convient à l'usage souhaité.

L'essai de dureté consiste à presser un objet spécifiquement dimensionné (pénétrateur) avec une charge donnée dans la surface du matériau à tester. La dureté est déterminée par la mesure de la profondeur de pénétration du pénétrateur ou en mesurant la taille de l'empreinte qu'il laisse.

- Les essais de dureté qui mesurent la profondeur de pénétration comprennent : essai Rockwell, essai de pénétration instrumentalisé par bille
- Les essais de dureté qui mesurent la taille de l'empreinte laissée par le pénétrateur sont : Vickers, Knoop, et Brinell



Figure I-4 : Banc de test de dureté

1.4 Banc d'essai pour l'analyse vibratoire et acoustique :

Le banc d'essai pour l'analyse vibratoire et acoustique c'est un outil permettant de comprendre et analyser la maintenance préventive conditionnelle liée à l'analyse vibratoire et acoustique.

Il permet des activités sur les défauts plus connus dans l'industrie.

L'équipement du banc d'essai se compose des éléments industriels comme : l'accouplement, les arbres, courroies, les engrenages, les roulements et les paliers lisse ...



Figure I-5 : Banc d'essai d'analyse vibratoire et acoustique (INSA)

1.4.1 Objectifs :

- Analyser le comportement d'un équipement par une analyse vibratoire et acoustique.
- Provoquer les défauts et mesure son influence.
- Diagnostiquer les défauts.

1.4.2 Défauts à provoquer :

Parmi les défauts étudiés sur le banc d'essai d'analyse vibratoire et acoustique on peut citer :

- Le défaut de désalignement
- Le défaut de courroie
- Défaut des roulements
- Défaut des engranges
- Défaut de desserrage
- Défaut de balourd
- Le bruit de courroie
- La déférence acoustique entre les engranges droite et les engranges hélicoïdales

1.5 Surveillance :

On distingue deux types de surveillances :

On Line : la machine est surveillée en permanence par un moniteur de vibrations.

Off Line : les mesures sont effectuées lors de rondes à intervalles réguliers. On utilise alors un collecteur de données. Les collecteurs modernes permettent également d'analyser les mesures.

On peut également analyser les mesures sur des ordinateurs équipés de logiciels spécifiques en y transférant les mesures effectuées. [3]

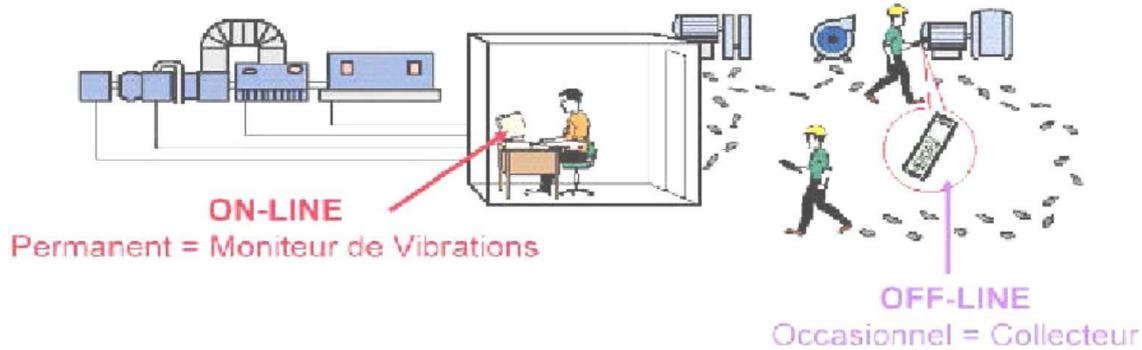


Figure I-6 : Types de surveillance

1.6 Les capteurs :

1.6.1 Capteurs de vibrations :

Un capteur de vibration est un transducteur capable de convertir en signal électrique le niveau de vibrations qu'il subit à un instant donné.

Il sera dit différentiel s'il mesure le mouvement dynamique relatif entre ses deux points d'attache : c'est typiquement le cas des capteurs inductifs à noyau plongeur, ou celui des vibromètres laser. Si l'on ne peut garantir la totale immobilité d'une des deux interfaces, il sera dit relatif. [4]

1.6.2 Types de capteur de mesure :

Il existe 3 types de capteurs

1.6.2.1 Capteur de déplacement :

Il est souvent exploité pour la surveillance des paliers lisses et il est généralement utilisés pour la surveillance en ligne.

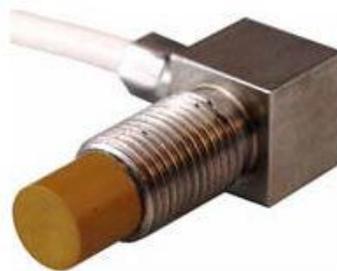


Figure I-7 : Capteur de déplacement

1.6.2.2 Capteur de vitesses :

Il est assez encombrant c'est pourquoi où il n'exploite pas pour le contrôle vibratoire au niveau de l'industrie et il est généralement utilisé dans des laboratoires pour des applications très spécifiques



Figure I-8 : Capteur de vitesses

1.6.2.3 Capteur de l'accéléromètre :

C'est un capteur très exploité très demandé pour la surveillance de toutes les machines tournantes de l'industrie utilisé pour la mesure vibratoire en line et off line



Figure I-9 : Capteur de l'accéléromètre

1.6.3 Modes de fixation :

Les accéléromètres possèdent une réponse linéaire sur une large gamme de fréquences, mais cette gamme de fréquences peut être considérablement diminuée selon leur mode de fixation

Pour que les mesures soient fiables, il faut qu'elles soient faites dans une gamme de fréquences nettement inférieures à la fréquence de résonance du capteur. [5]

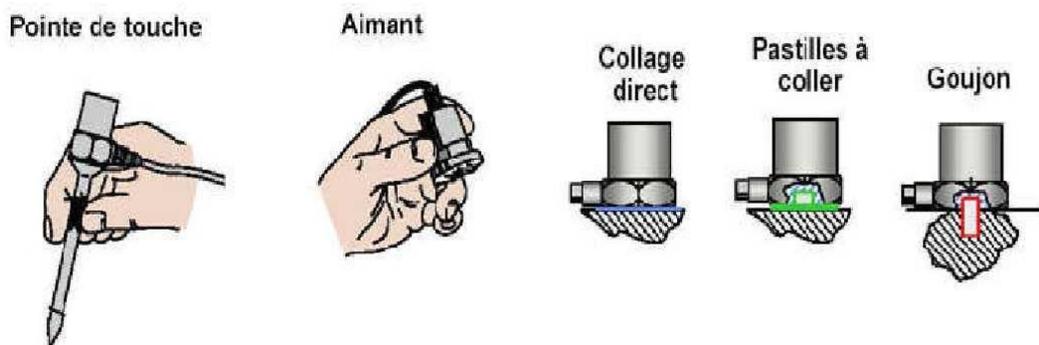


Figure I-10 : Modes de fixation des capteurs vibratoire

1.6.4 Types d'outils d'analyse acoustique :

L'analyse acoustique est effectuée à l'aide de microphones spécialisés placés à côté des actifs critiques. Ces microphones mesurent le niveau et la fréquence des sons, qui sont ensuite transmis à un algorithme d'apprentissage adaptatif pour analyser

En particulier, l'analyse acoustique est unique en raison de sa capacité à distinguer plusieurs (parfois des dizaines ou des centaines) de signaux différents pour isoler les sons problématiques.

Il existe deux méthodes principales de collecte de données acoustiques :

1.6.4.1 Microphones soniques :

Les microphones soniques collectent des données sonores sur le plan des sons que les humains peuvent entendre. Étant donné que la gamme de sons mesurés est bien inférieure à celle des ultrasons, l'analyse acoustique sonique est un peu moins flexible. Les microphones soniques recueillent généralement des données sonores provenant de machines à rotation faible et élevée, ce qui les rend utiles pour comprendre les niveaux de lubrification de l'équipement.



Figure I-11: Microphone sonique

1.6.4.2 Microphones à ultrasons :

Les microphones à ultrasons captent le son à une fréquence supérieure et inférieure à celle que les êtres humains peuvent entendre. Les microphones à ultrasons recueillent des données précieuses sur les contraintes et les frottements de la machine, ce qui en fait un outil polyvalent pour les équipements mécaniques et électriques. [6]



Figure I-12 : Microphone ultrasonique

1.7 Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons présenté des généralités sur les bancs d'essai ainsi que le banc d'essai d'analyse vibratoire et acoustique et ces composants ont été examinées dans ce chapitre avec des exemples de banc d'essai tel que les capteurs de vibration et les microphones en précisant leurs types, domaines d'utilisation et modes de fixation.

Le prochain chapitre sera consacré à l'analyse vibratoire et acoustique.

Chapitre II :

Analyse vibratoire et acoustique

Chapitre II : Analyse vibratoire et acoustique

2.1 Introduction :

Le contrôle et le diagnostic sont aujourd'hui d'importance dans la plupart des secteurs industriels. Ils consistent à mesurer des signaux physiques sur des machines, installations industrielles, ... puis grâce à leur analyse, il s'agit de délivrer un diagnostic sur leur état mécanique. Cette démarche permet de garantir et d'assurer la sécurité des biens et des personnes, de respecter les contraintes d'environnement (normes,), d'optimiser les opérations de maintenance en pratiquant la maintenance conditionnelle ou prédictive et ainsi, d'assurer la disponibilité des machines. Le contrôle qualité de produits relève également de la même démarche et des méthodes outils d'analyse des signaux. L'utilisation des signaux acoustiques et vibratoires s'avère pertinente car on peut appréhender les phénomènes dynamiques que l'on rencontre dans les systèmes en fonctionnement (machines tournantes, structures,). Il est ainsi possible de caractériser la plupart des défauts et mauvais fonctionnements à partir de la connaissance ou de la modélisation physique de ces phénomènes. Cette étape permet de dégager des « symptômes » sur les signaux, symptômes qu'il s'agit de mettre en évidence grâce à des méthodes de traitement des signaux. Ainsi, des méthodes d'analyse de plus en plus « fines » ont été proposées et dont les applications sont rendues possible avec le développement des analyseurs de signaux ou des logiciels sur PC.[7]

2.2 Défauts courants :

2.2.1 Défaut Déséquilibre (Balourd) :

Le déséquilibre existe lorsque l'axe de masse et l'axe géométrique ne coïncident pas, réduire le déséquilibre est très important car :

- Réduit la durée de vie
- Endommage la structure
- Le bruit
- Endommage les roulements
- Amplifie la résonance

2.2.1.1 Causes de déséquilibre :

- Accumulation de la saleté.
- Perte de matériel : Usure....
- Perte de pièce
- Perte de la masse

2.2.1.2 Type de déséquilibre :

Il existe 3 types :

Chapitre II : Analyse vibratoire et acoustique

a) Déséquilibre statique :

Le balourd statique se produit lorsque le déséquilibre est situé au centre de gravité. L'axe d'inertie est décalé de l'axe de rotation,

les 2 axes sont parallèles. L'amplitude vibratoire sera la même sur les 2 paliers et l'angle de phase sera identique

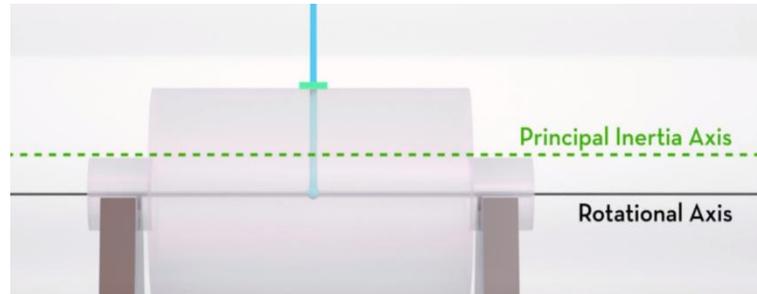


Figure II-1 : Déséquilibre statique

b) Déséquilibre de couple :

Le balourd de couple se produit lorsque l'axe d'inertie principal est décalé de l'axe de rotation et que l'intersection des axes se situe au centre de gravité.

Les deux axes ne sont pas parallèles. Le rotor est statiquement équilibré.

L'amplitude vibratoire sera la même sur les deux paliers.

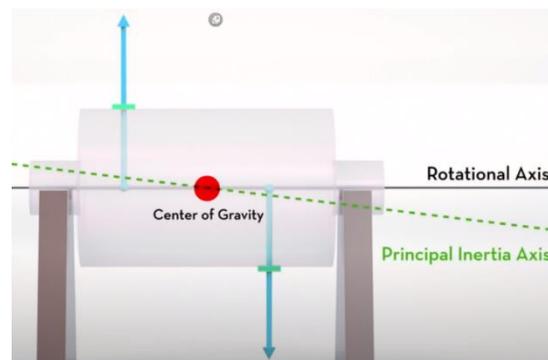


Figure II-2 : Déséquilibre couple

c) Déséquilibre dynamique :

Le balourd dynamique est une combinaison du balourd statique et du balourd de couple.

Il se produit lorsque l'axe d'inertie principal est décalé de l'axe de rotation et que l'intersection ne se situe pas au centre de gravité.

Les deux axes ne sont pas parallèles. L'amplitude vibratoire n'est pas la même sur les deux paliers et les angles de phase sont différents.

2.2.1.3 Equilibrage :

L'équilibrage c'est une méthode pour corriger le déséquilibre on en ajoutant des masses aux points « légers » ou en retirant de la masse de points « lourds » sans créer des forces centrifuges,

Chapitre II : Analyse vibratoire et acoustique

Il peut être réalisé sur une machine à équilibrer (fixe) ou encore à l'aide d'un analyseur de vibrations (portatif).

2.2.1.4 Spectre d'un déséquilibre pur

Un déséquilibre va donc induire une vibration dont la fréquence principale est celle de la vitesse de rotation du rotor.

Le spectre de ce signal va donc avoir une composante prépondérante à la fréquence du rotor dans le cadre d'un spectre réel, le spectre aura une composante à la fréquence prépondérante ainsi que des "harmoniques" à 2 fois et 3 fois la fréquence de rotation. [3]

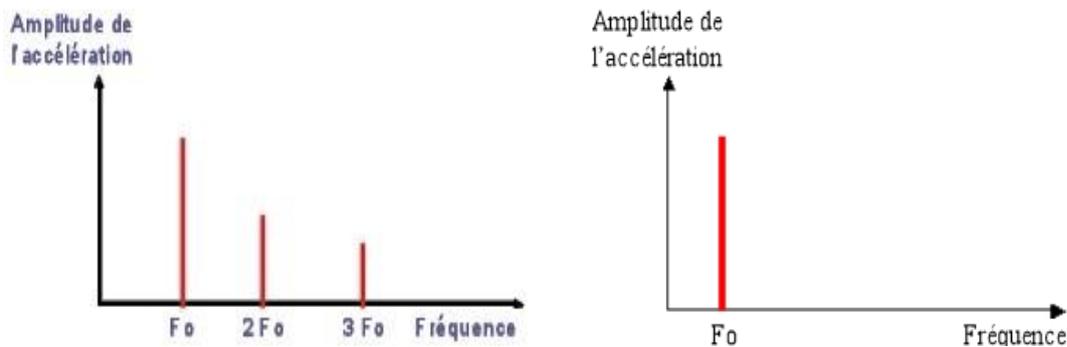


Figure II-3 : spectre théorique d'un défaut de déséquilibre

2.2.2 Défaut de Désalignement :

Le défaut de désalignement signifie que on a un décalage entre deux arbres par rapport à l'axes de rotation, Le mauvais alignement peut être provoqué durant l'assemblage ou se développer avec le temps, en raison de la dilatation thermique, du mouvement des composants ou d'un réassemblage incorrect après des travaux d'entretien. Les vibrations qui en résultent peuvent être radiales ou axiales (dans l'axe de la machine), ou les deux à la fois.

2.2.2.1 Types de Désalignement :

Il existe 3 types :

- Désalignement axial
- Désalignement radial
- Désalignement angulaire

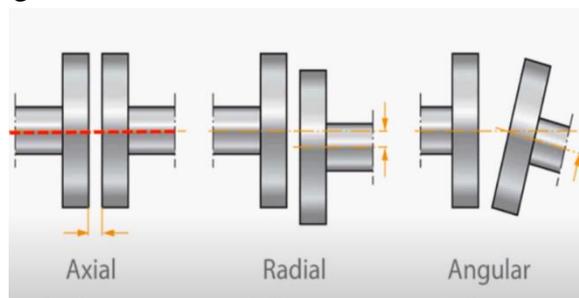


Figure II-4 : Types de Désalignement

Chapitre II : Analyse vibratoire et acoustique

2.2.2.2 Alignement :

L'alignement des arbres est le processus par lequel deux machines ou plus sont positionnés de telle sorte qu'au point de transfert de puissance d'un arbre à l'autre, les axes de rotation des deux arbres doivent être colinéaire lorsque la machine fonctionne dans des conditions normales, il existe des exceptions. Quelques couplages types, par exemple les accouplements à engrenages ou les arbres à cardan, nécessitent un désalignement

2.2.2.3 Méthode d'alignement :

Il existe un certain nombre de méthodes différentes pour l'alignement des arbres

Par exemple :

- Comparateurs à cadran

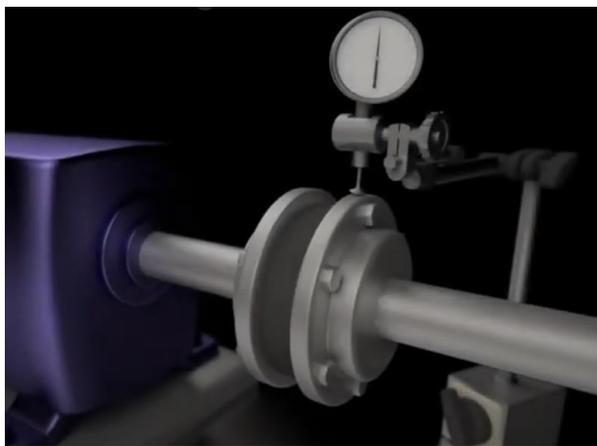


Figure II-5 : Alignement de 2 arbres avec Comparateurs à cadran

- Systèmes d'alignement optique laser



Figure II-6 : Systèmes d'alignement optique laser

Chapitre II : Analyse vibratoire et acoustique

2.2.2.4 Signature du défaut d'alignement

Le signal temporel d'un défaut de désalignement aura l'allure suivante :

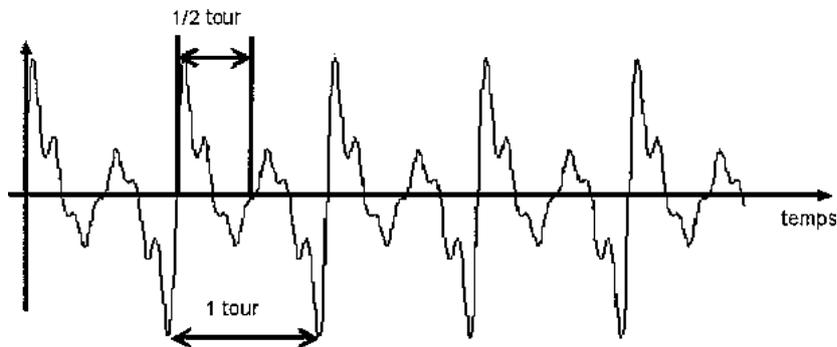


Figure II-7 : Signal temporel d'un défaut d'alignement

On retrouve un phénomène périodique à la fréquence de rotation (période = 1 tour), mais également des phénomènes se répétant chaque demi-tour.

Cela se traduira le plus souvent par la présence des composantes de l'ordre 2, 3 ou même 4 fois la fréquence de rotation avec des amplitudes supérieures à celles de la composante d'ordre 1.

Les composantes multiples d'une fréquence dans un spectre sont appelées les harmoniques de cette fréquence. Un défaut d'alignement est donc révélé par un pic d'amplitude prépondérant à généralement 2 fois la fréquence de rotation F_r (parfois 3 ou 4 fois) [3]

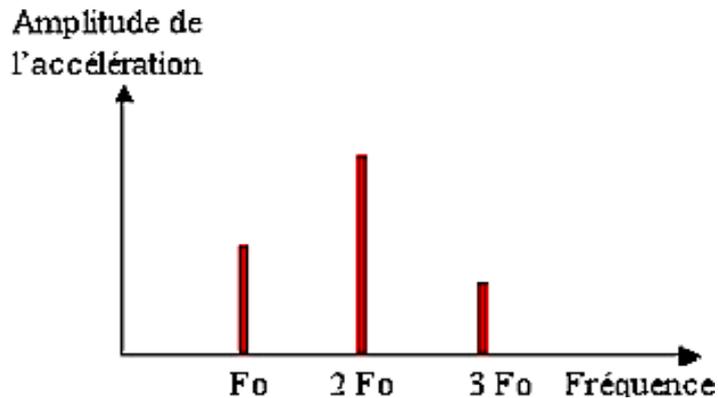


Figure II-8 : Spectre théorique d'un défaut d'alignement

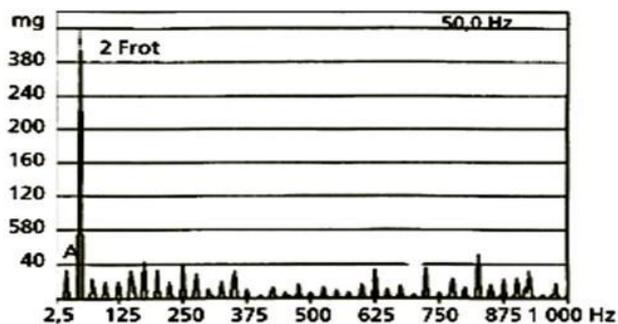


Figure II-9 : Spectre d'un défaut d'alignement affectant un compresseur tournant à 1 500tr/mn

Chapitre II : Analyse vibratoire et acoustique

On observe sur le spectre un pic à fréquence de 25 HZ (point A) et un pic plus important à 50 HZ soit 2 fois F_0 traduisant la présence d'un désalignement.

2.2.3 Défaut Usure :

Lorsque des composants s'usent, tels que les roulements à billes ou à rouleaux, les courroies de transmission ou les engrenages, des vibrations et le bruit peuvent survenir. Par exemple, lorsqu'une bague de roulement commence à s'user, les rouleaux provoquent des vibrations à chaque fois qu'ils passent sur la zone endommagée. Une dent d'engrenage très écaillée ou très usée, ainsi qu'une courroie de transmission cassée, peuvent également produire des vibrations et de bruit.



Figure II-10 : L'usure d'un engrenage

2.2.4 Défaut de desserrage :

Des vibrations, peuvent devenir évidentes et destructrices si le composant qui vibre est mal fixé ou si ses roulements sont desserrés. Ce desserrage peut éventuellement être causé par des vibrations sous-jacentes. Quelle que soit son origine, le desserrage permet aux vibrations de provoquer des dommages, comme l'usure des roulements ou l'usure et la fatigue des fixations de l'équipement et d'autres composants

2.2.5 Défaut de frottement :

Il peut être causé par un certain nombre de problèmes. Les composants usés exercent une force répétitive sur la machine en raison du frottement de surface présentant une usure inégale. L'usure de paliers, d'engrenages et de courroies est souvent due à un montage incorrect, à des défauts de fabrication, à une surcharge ou à une mauvaise lubrification.

2.2.6 Défaut de courroie :

Les problèmes courants des courroies d'entraînement sont les suivants :

- Poulies mal alignées,
- Résonance des courroies et courroies usées.

Chapitre II : Analyse vibratoire et acoustique

Les poulies mal alignées et les défauts de résonance de courroies causent une activité à 1 fois la vitesse de rotation de l'arbre d'entraînement primaire ou secondaire, l'indicateur le plus fréquent qui montre l'endommagement de courroie est le **Bruit**

2.2.6.1 - Signature d'un défaut de transmission par courroies

L'image vibratoire donne un pic d'amplitude importante à la fréquence de passage des courroies, et ses harmoniques [Figure II-12]. [Figure II-11] montre le spectre réel mesure sur une transmission par poulies courroies. On voit bien la présence d'un pic à la $2 F_c$, $3 F_c$, $4 F_c$ (La fréquence F_c est de 8,17 Hz).

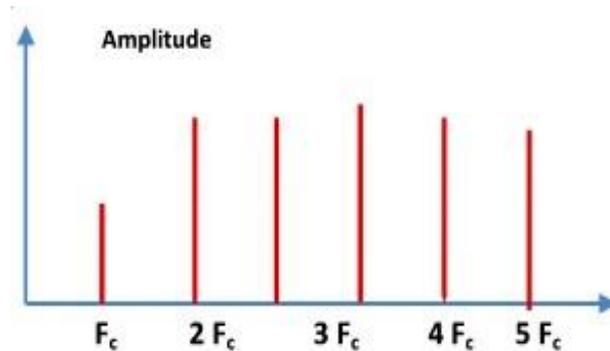


Figure II-11 : Image vibratoire théorique d'un défaut de transmission courroies

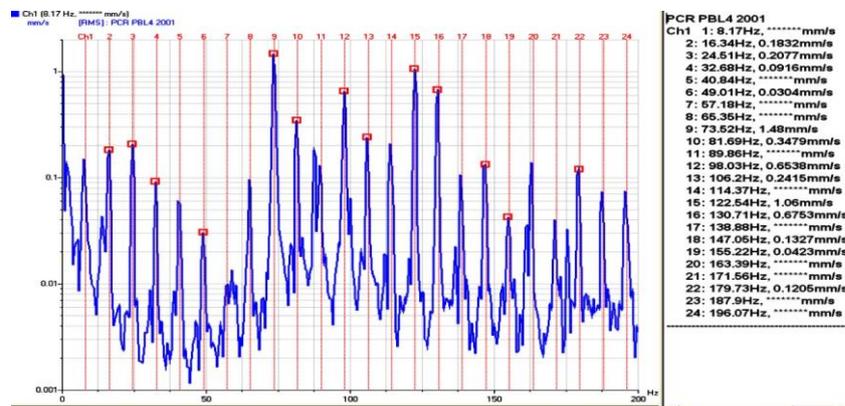


Figure II-12 : Spectre réel d'un défaut de transmission par courroies (la fréquence de passage est de 8,17 Hz)

2.2.7 Défaut d'engrenage :

Un certain nombre de problèmes peuvent se présenter sur une transmission, comme l'engrènement, l'usure de dents, les engrenages excentrés, les dents cassées, les engrenages mal alignés et le défaut de fabrication.

2.2.7.1 - Signature des défauts des engrenages

a) Détérioration d'une dent :

Si l'une des roues présente une dent détériorée, il se produit un choc dur, à chaque tour du pignon. Le spectre correspondant montre un peigne de raies dont le pas correspond à la fréquence de rotation du pignon détérioré s'étalant jusqu'aux hautes fréquences.[5]

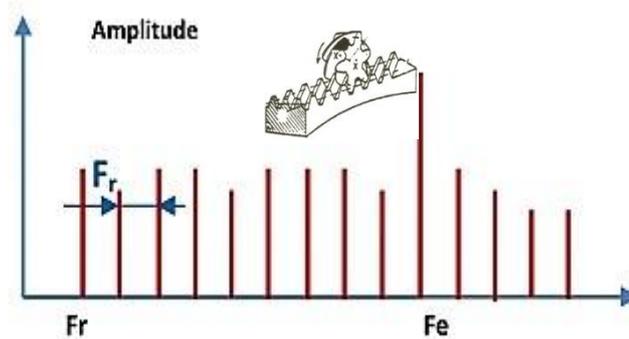


Figure II-13 : Image vibratoire théorique d'un engrenage présentant une dent détériorée

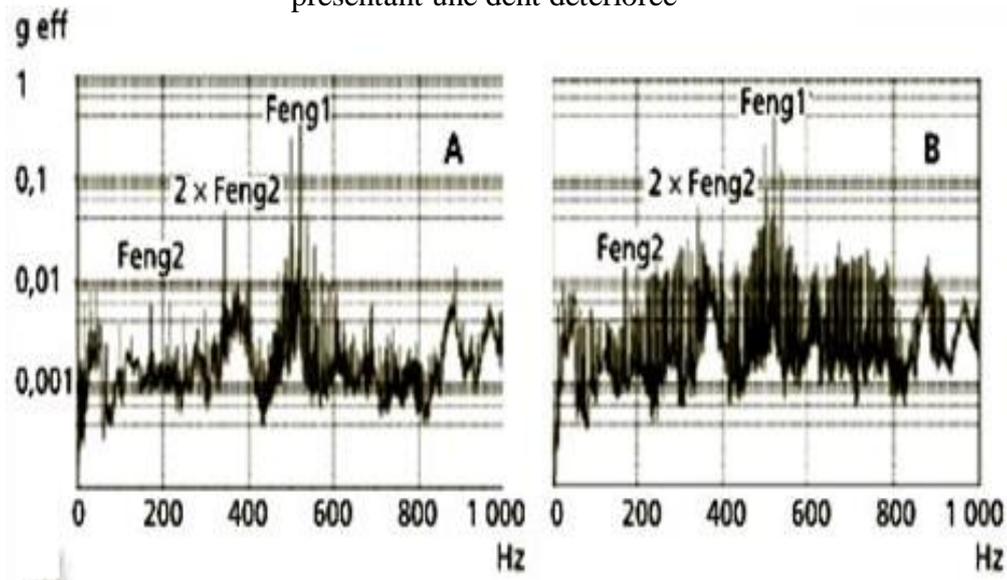


Figure II-14 : Altération d'une dent affectant un pignon d'un réducteur de laminoir.

Le spectre A représenté la signature vibratoire d'un des deux paliers MV du réducteur avant l'apparition du défaut.

L'écaillage d'une dent du pignon MV se traduit par l'apparition d'un grand nombre de raies dont l'espacement 5,21 Hz correspond à la fréquence de rotation de ce dernier. L'apparition de toutes ces raies, si elle modifie fortement la signature vibratoire de ce palier, n'affecte que très peu l'amplitude efficace qui passe de 1,91 g à 2,1 g. [8]

b) Détérioration de l'ensemble de dentures

Lorsque l'ensemble de la denture est usé ou détériore, les chocs se produisent au passage de chacune des dents. Le spectre est constitué d'un peigne de raies dont la fréquence correspond à la fréquence d'engrènement, mais cette fois avec une amplitude beaucoup plus élevée.

Le spectre peut présenter des raies a la fréquence de rotation correspondant à des équilibrages imparfaits. [5]

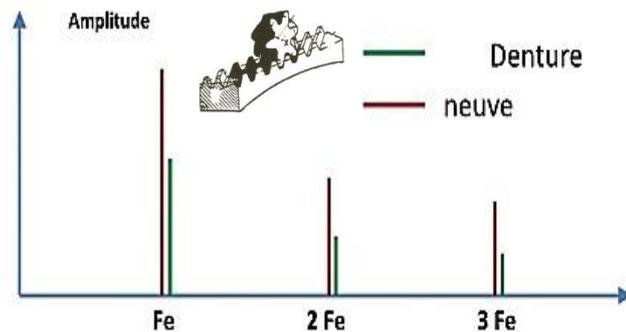


Figure II-15 : Image vibratoire théorique d'une denture

c) Entraxe insuffisant (jeu insuffisant au fond de denture)

Si l'entraxe des arbres portant les deux roues est insuffisant, il se produit un engrènement en fond de denture. La dent menante force à l'engagement et au déengagement ce qui provoque une usure des deux côtes de la denture. [5]

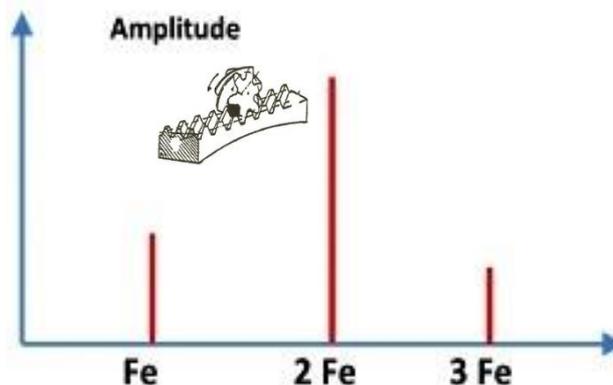


Figure II-16 : Image vibratoire théorique fond de denture

2.2.8 Défaut de roulement :

Un tel défaut se traduit par une nette augmentation du niveau des fréquences supérieures à 1000 Hz, l'ensemble des fréquences supérieures à 1 kHz augmente sur un PBC ou un spectre RC HF, le facteur K augmente, le facteur de crête FC diminue et le niveau global A_{ceff} [1000-10000 Hz] augmente.[9]

PBC : pourcentage de bande constant.

RC : résolution constante.

HF : haute fréquence.

K : le facteur du Kurtosis

2.2.8.1 Types de défauts de roulement :

Il existe des nombreux défauts qui peuvent se trouver dans un roulement, citons les plus fréquentes entre eux :

a) Usure :

À cause de lubrification légère ou manquante et les vibrations excessive qui atteint le roulement

b) Bavure :

Le phénomène de bavure apparait sous forme d'un transfert de la matière d'une surface à une autre. Cela peut être causé par plusieurs facteurs : un manque de lubrification, pénétration du corps roulant dans la zone chargée, une charge légère par rapport à la vitesse de rotation et d'autres.

c) Ecaillage :

À cause d'une grande différence de température entre la bague interne et externe

d) Corrosion

Elle apparait après la présence de l'eau ou de l'humidité pour une longue période dans le roulement. La corrosion peut entraîner à la cassure d'une bague ou du corps roulant

e) Cassure :

La cassure provient dans la plupart des cas d'une mauvaise manipulation du roulement

f) Choc électrique :

Le passage d'un courant électrique dans un roulement en rotation ou non, peut endommager ces différentes parties.

2.2.8.2 Fréquences caractéristiques

Pour chaque type de roulement e en fonction de ses cotes de fabrication, on peut considérer 4 fréquences caractéristiques.[3]

Elles sont données par les formules : [10]

- Fréquence d'un défaut localisé sur la bague externe du roulement (**BPFO**) :

$$f_{be} = \left(\frac{N}{2}\right) f_r \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right) \cos\phi\right] \dots\dots\dots (II.1)$$

- Fréquence d'un défaut localisé sur la bague intérieure (**BPFI**) :

$$f_{bi} = \left(\frac{N}{2}\right) f_r \left[1 + \left(\frac{d}{D}\right) \cos\phi\right] \dots\dots\dots (II.2)$$

- Fréquence d'un défaut localisé sur un élément roulant (**BSF**);

$$f_b = \left(\frac{d}{D}\right) f_r [1 - \left(\frac{d}{D}\right) \cos\varphi]^2 \dots\dots\dots(\text{II.3})$$

- Fréquence d'un défaut de cage (**FTF**);

$$f_c = \left(\frac{1}{2}\right) f_r [1 - \left(\frac{d}{D}\right) \cos\varphi] \dots\dots\dots(\text{II.4})$$

d : diamètre d'une bille

D : diamètre moyen du roulement

f_r : fréquence de rotation

N : nombre de bille

φ : angle de contact

2.3 Analyse des défauts :

Le diagnostic de l'état d'une machine n'est possible que si l'on connaît les symptômes vibratoires associés à chaque défaut susceptible d'affecter la machine considérée, c'est à dire si l'on connaît les images vibratoires induites par ces défauts. Il est donc essentiel de connaître et la cinématique de la machine et les manifestations dynamiques ou symptômes associés aux différents défauts potentiels, afin de définir les indicateurs de surveillance, les techniques de traitement des signaux nécessaires au calcul de ces indicateurs ou à la mise en évidence de ces images et, enfin, pour formuler un diagnostic sur son état. [8]

On peut citer les principaux défauts et leurs fréquences correspondent dans le tableau suivant : [11]

Type d'anomalie	Vibration Composante prépondérante		
	Fréquence	Direction	Remarque
Tourbillon d'huile	De 0,45 à 0,49 x Frot	Radiale	Uniquement dans le cas de paliers hydrodynamiques à grande vitesse
Balourd	1 x Frot	Radiale	Déphasage voisin de 90° entre deux mesures effectuées synchrones sur le même palier selon deux directions radiales orthogonales
Défaut de fixation	1, 2, 3, 4 x Frot	Radiale	Aucun déphasage sur deux Mesures orthogonales

Défaut d'alignement	2x Frot	Axiale et radiale	Vibration axiale en général plus importante si le défaut d'alignement comporte un écart angulaire
Vitesse critique de rotation	Fréquence critique du rotor	Radiale	Vibration apparaissant en régime transitoire et s'atténuant ensuite
Courroie en mauvais état	1, 2, 3, 4 x FC	Radiale	Peigne de raies dont le pas correspond à la fréquence de passage de courroies avec forte émergence des composantes dont les fréquences sont voisines d'une fréquence propre de structure
Engrenage endommagé	Fréquence d'engrènement : Feng = Z x Frot arbre	Axiale et radiale	Dépend du nombre de dents
Excitation hydrodynamique	Fréquence de passage des aubes,	Axiale et radiale	
Détérioration de roulement	Haute fréquences	Axiale et radiale	Ondes de chocs dues aux écaillages.

Tableau II-1 : Défauts et fréquences correspondants

Frot = fréquence de rotation.

Feng = fréquence d'engrènement ;

Fc = fréquence de passage de la courroie

Z = nombre de dents de l'engrenage.

2.4 Méthodes d'analyse :

2.4.1 Méthodes temporelles :

2.4.1.1 Valeur efficace ou valeur RMS (Root Mean Square) :

C'est un indicateur scalaire (large bande) très utilisé bien qu'il soit peu significatif et s'écrit : [12]

$$V_{efficace} = V_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} [x(n)]^2} \dots\dots\dots (II.5)$$

Où x(n) est le signal temporel mesuré, N_e représente le nombre d'échantillons prélevés dans le signal.

Globalement, la valeur efficace ne détecte pas tous les défauts et donne une alarme tardive, ce qui représente un inconvénient majeur dans la maintenance prédictive.

2.4.1.2 Indicateur de crête :

Contrairement à la valeur efficace de l'amplitude d'un signal, les indicateurs spécifiques comme le facteur de crête ou le Kurtosis sont mieux adaptés pour représenter un signal induit par des forces impulsionnelles tels que les écaillages de roulements. Ces indicateurs sont issus des valeurs crêtes du signal temporel mesuré. (13)

Le facteur crête, défini comme étant le rapport entre la valeur crête et la valeur efficace.

$$F_c = \frac{A_{c\grave{e}te}}{A_{eff}} = \frac{\sup|x(n)|}{\sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N [x(n)]^2}} \dots \dots \dots (II.6)$$

Le facteur crête à l'avantage de détecter les défauts avant la valeur efficace. Ceci provient du fait que pour un roulement sans défaut, le rapport reste sensiblement constant et augmente lorsqu'une dégradation apparaît alors que la valeur crête croit pendant que la valeur efficace reste à peu près constante. [13]

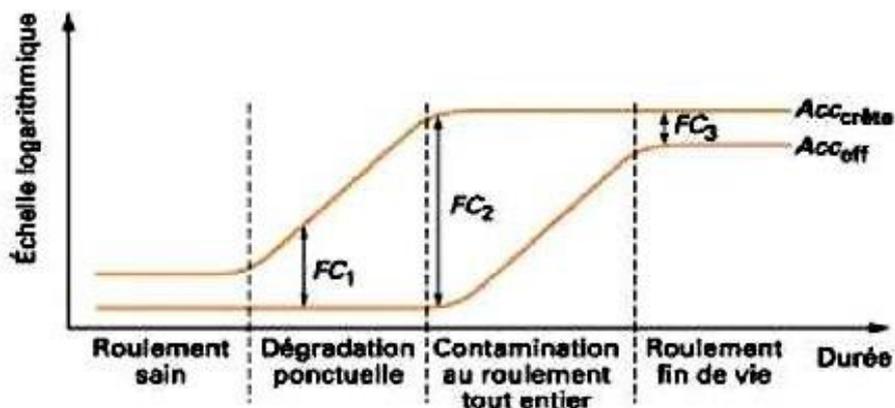


Figure II-17 : Evolution des valeurs crête, efficace et du facteur crête

2.4.1.3 Kurtosis

C'est un indicateur permettant de caractériser la nature impulsive d'un signal et la détection précoce d'un défaut de roulement. Dans le cas d'un roulement sans écaillage, la distribution des amplitudes contenues dans le signal recueilli est gaussienne ce qui entraîne une valeur de Kurtosis proche de 3. Lorsqu'un défaut est détecté, sa valeur devient supérieure à 3. [14]

L'analyse des défauts de roulement par le Kurtosis peut également être réalisée dans différentes bandes de fréquences liées aux résonances de la structure.

$$\text{Kurtosis} = \frac{M_4}{M_2^2} = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (x(n) - \bar{x})^4}{\left[\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (x(n) - \bar{x})^2 \right]^2} \dots \dots \dots (II.7)$$

Où ;

M_4 Et M_2 sont les moments statistiques d'ordre 4 et d'ordre 2,

$x(n)$ Est le signal temporel,

\bar{x} Est la valeur moyenne des amplitudes,

N est le nombre d'échantillons prélevés dans le signal

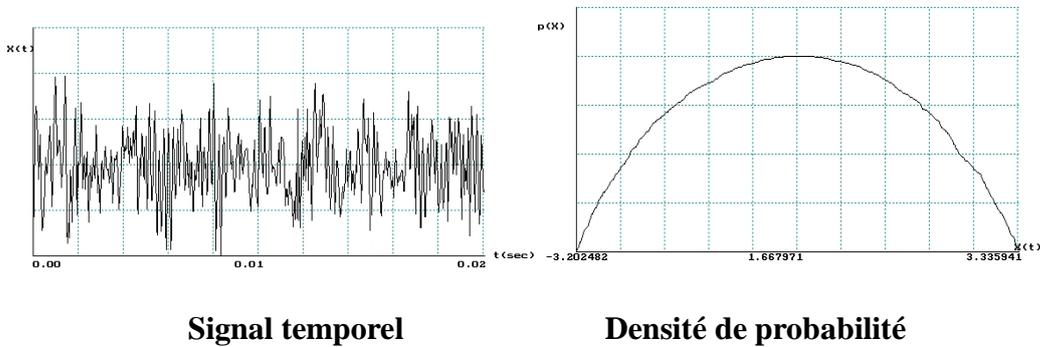


Figure II-18 : Signal temporel et densité de probabilité d'un roulement non dégradé :

Kurtosis = 2.95 – valeur RMS = 1.16

Le Kurtosis doit être utilisé avec précaution car il est très sensible aux chocs [13], ce qui oblige à l'employer dans un environnement peu complexe afin de ne pas commettre d'erreurs de diagnostic

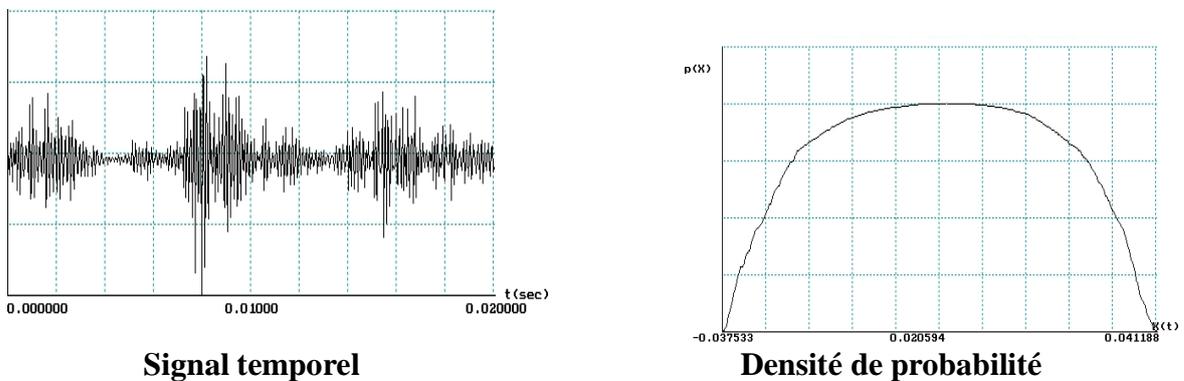


Figure II-19 : Signal temporel et densité de probabilité d'un roulement non dégradé : Kurtosis = 6.81 – valeur RMS = 7.1.

2.4.2 Méthodes fréquentielles

Les méthodes fréquentielles sont basées sur la transformée des Fourier. La connaissance des fréquences caractéristiques permet d'identifier et de localiser les défauts issus des composants mécaniques en analysant leur spectre.

Elles sont souvent utilisées pour les machines complexes comportant beaucoup de composants mécaniques.

2.4.2.1 Analyse en fréquence :

Sur la figure III.58, on a visualisé la transformée de Fourier de la somme de deux signaux sinusoïdaux de fréquences respectives 140 à 250 Hz

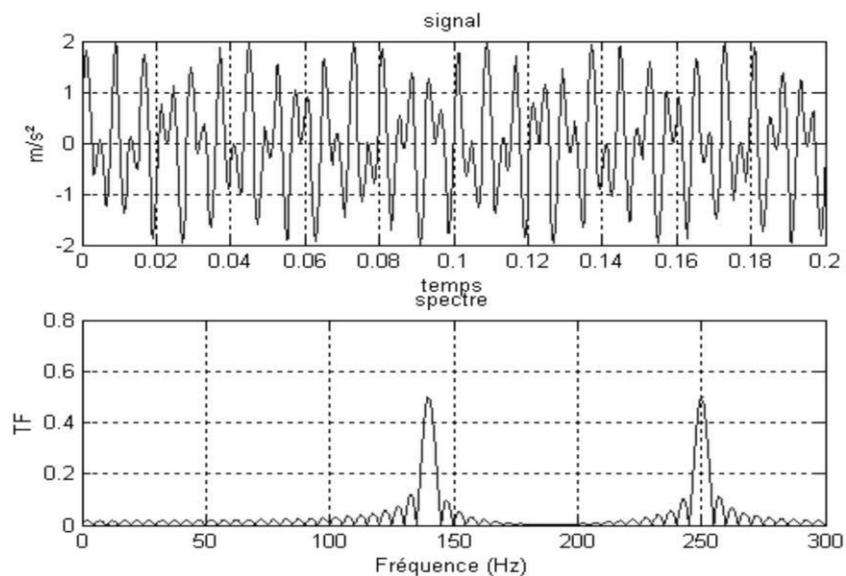


Figure II-20 : Transformée de Fourier d'une somme de deux sinusoides

2.4.2.2 Analyse d'enveloppe (HFRT) :

Est une méthode qui permet de détecter des chocs périodiques à partir des résonances de structure. [15],[16] En effet, pour des défauts tels que les écaillages de roulements, Les harmoniques peuvent exciter un mode de résonance de structure (Figure II-21).

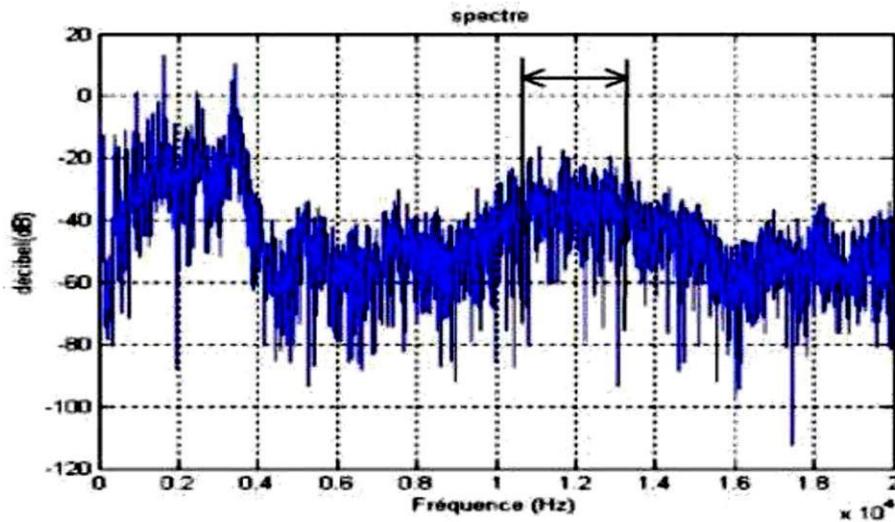


Figure II-21 : Densité spectrale de puissance effectuée sur un roulement avec un écaillage sur la bague extérieure à 34,75 Hz

L'analyse d'enveloppe repose sur l'étude du signal enveloppe obtenu grâce à la transformée de Hilbert après filtrage dans une bande de fréquence centrée sur une ou plusieurs résonances de structure (Figure II-22)

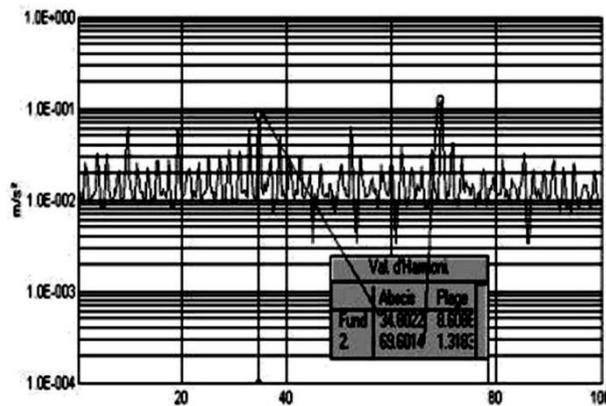


Figure II-22 : Spectre enveloppe 0 – 100 KHz : Visualisation du défaut de bague extérieure à 34,75 Hz

2.4.2.3 Le cepstre :

Le cepstre se définit comme la transformée de Fourier inverse du logarithme décimal de la transformée de Fourier [13] :

$$C[S(t)] = TF^{-1} \log|TF[S(t)]|^2 \dots\dots\dots(II.8)$$

Il a pour but d'identifier et de quantifier toutes les structures périodiques contenues dans le spectre. Il permet de définir des indicateurs adaptés à la détection précoce des défauts induisant à des stades plus ou moins avancés.

Le cepstre est caractérisé par les amplitudes des composantes dont les fréquences correspondent aux périodes de répétition des chocs induits par les défauts de la machine surveillée. [17]

Il est largement utilisé pour la détection des défauts d'engrenage et dans une moindre mesure pour les défauts de roulements.

2.5 Analyse acoustique :

L'analyse acoustique fait partie des trois méthodes reconnues les plus fiables en matière de maintenance prédictive, avec la thermographie et l'analyse vibratoire. En effet, pour certains types de fréquences, l'analyse sonore permet aux industriels d'optimiser la détection des défauts, ce que l'analyse vibratoire ne permet pas dans certains cas ou alors dans un temps plus long. [18]

2.5.1 Equipement d'analyse

L'analyse acoustique utilise des microphones avancés pour mesurer les sons et les fréquences de l'équipement et analyser les émissions réelles de l'équipement par rapport aux fréquences de défaillance connues pour diagnostiquer les défaillances potentielles [6]

2.5.2 Modèles d'analyse

En plus des équipements, il existe deux modèles d'analyse largement utilisés :

2.5.2.1 Analyse solidienne :

Dans un système d'analyse solidienne, les microphones et les capteurs doivent toucher directement l'équipement qu'ils mesurent. Le microphone peut alors détecter les sons et les signaux qui se déplacent à travers la structure pour prédire le défaut.

2.5.2.2 Analyse aéroportée :

Comme son nom l'indique, l'analyse aéroportée fonctionne en mesurant les signaux sonores émis par les actifs sans avoir besoin de toucher l'actif lui-même. Cela offre

beaucoup plus de flexibilité en ce qui concerne la configuration du capteur, tout en offrant un défi supplémentaire en ce qui concerne le filtrage du bruit de fond.

Le type d'outils d'analyse acoustique à utiliser dépend entièrement de l'installation et de l'équipement mesurés. Cependant, les microphones à ultrasons sont de plus en plus utilisés au fil du temps en raison de leur plus grande polyvalence et de leur capacité à distinguer de nombreux sons similaires pour trouver des défaillances potentielles [6]

2.5.3 Comment utiliser l'analyse acoustique pour la maintenance prédictive

Comme les autres outils de maintenance prédictive, l'analyse acoustique vise à prévenir les pannes en surveillant en permanence l'état des équipements. Pour ce faire, il collecte des données sonores (qu'elles appartiennent ou non au spectre humain) et analyse le son par rapport aux fréquences de défaillance connues.

Dans un environnement typique, les engrenages peuvent faire un bruit de grincement très fort s'ils ne sont pas suffisamment lubrifiés. Fait intéressant, cependant, une grande partie du « son » produit par l'équipement n'est pas réellement audible pour le technicien de maintenance moyen. C'est ce qu'on appelle le « son sans bruit », et il fait référence au stress et à la friction subis par une machine lorsqu'elle fonctionne.

C'est en mesurant ce stress que l'analyse acoustique peut améliorer les efforts de maintenance préventive.

L'analyse acoustique peut être utilisée pour déterminer les éléments suivants :

Analyse de la lubrification et formation : L'analyse acoustique peut détecter une mauvaise lubrification, ce qui conduit à de meilleures mesures de lubrification globales et à la formation des techniciens.

Contrainte de la machine : La contrainte et l'usure d'une machine peuvent être déterminées en écoutant les signaux de fréquence qu'elle émet. En utilisant des microphones à ultrasons, il est même possible d'isoler des signaux uniques parmi un grand nombre de sons.

Comportement anormal : les sons considérés comme anormaux peuvent être mesurés et utilisés comme détecteurs de fonctionnement irrégulier, conduisant à des réparations avant les pannes.[6]

2.6 Conclusion :

L'analyse vibratoire et acoustique c'est un outil très efficace dans la surveillance des machines industrielles, chaque défaut possède sa propre signature vibratoire et acoustique à partir de laquelle on peut déterminer le type de défaut et son origine. Dans ce qui va suivre nous allons entamer la conception d'un banc d'essai d'analyse vibratoire et acoustique qui va nous permettre de détecter plusieurs défauts tel que : défauts de roulements, défauts d'engrains, défauts d'alignement, défaut de courroie et défaut de balourd.

Chapitre III :

**Conception d'un banc d'essai d'analyse
vibratoire et acoustique**

3.1 Introduction :

Dans ce chapitre on procède à la conception d'un banc d'essai pédagogique d'analyse vibratoire et acoustique.

Afin d'optimiser et éviter les pièges de conception dans notre projet on commence par l'analyse fonctionnelle du système pour arriver aux solutions technologiques.

Nous présentons par la suite les différents éléments qui composent notre banc d'essai.

La modélisation sera réalisée sur logiciel de conception (SolidWorks).

3.2 Schéma du banc d'essai :

On peut résumer les composants de notre système dans le schéma suivant :

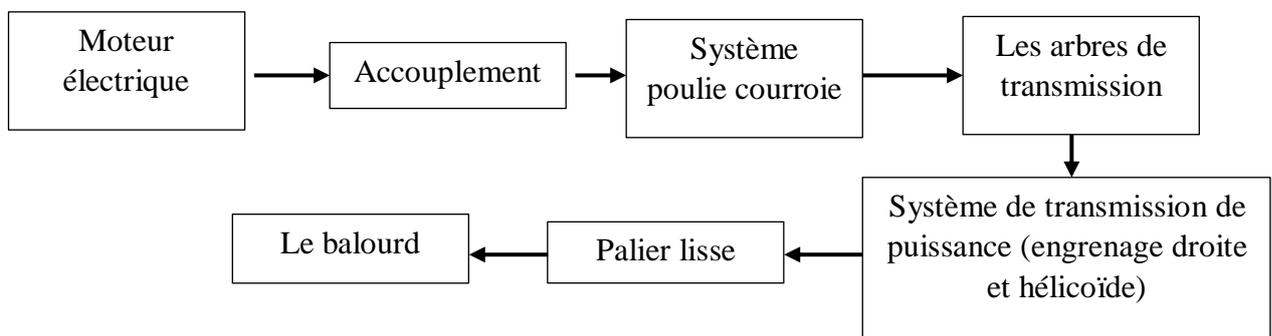


Figure III-1 : Schéma du banc d'essai

3.3 Analyse fonctionnelle :

3.3.1 Diagramme Bête à cornes :

Le diagramme Bête à cornes c'est un outil de l'analyse fonctionnelle pour justifier la présence de besoin on s'est posés les trois questions :

- A qui le produit rend-il service ?
- Sur quoi le produit agit-il ?

➤ Dans quell but?

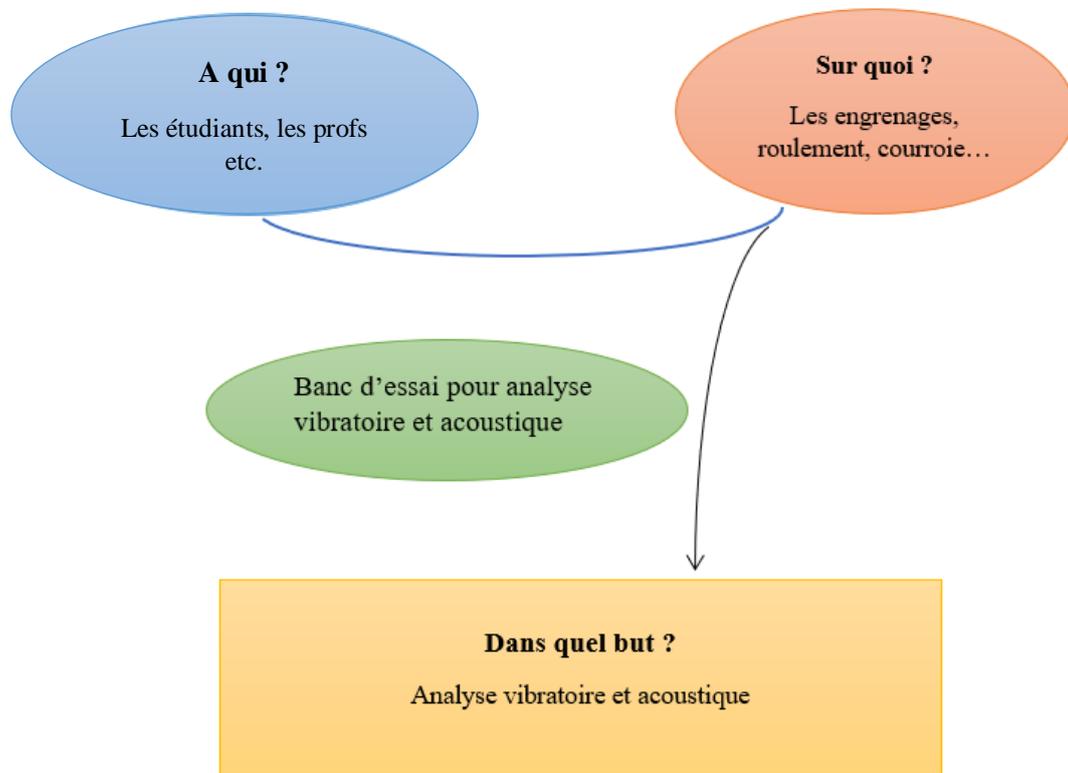


Figure III-2: Diagramme tête à cornes

3.3.2 Diagramme pieuvre :

Diagramme pieuvre ou diagramme des interacteurs est utilisée pour analyser les besoins et identifier les fonctions de service, il permet de représenter l'ensembles des fonctions d'un objet technique et leurs relations.

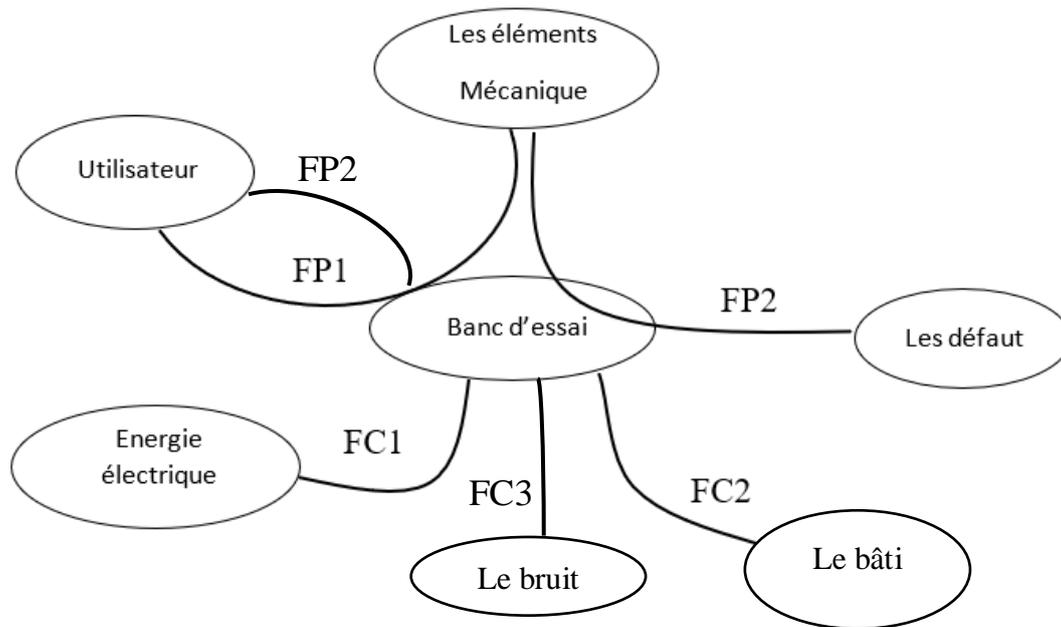


Figure III-3 : Diagramme pieuvre

Élancement des fonctions de services

FP1 : Varier les éléments mécaniques de banc d'essai

FP2 : Provoquer les défauts

FP3 : Analyse vibratoire et acoustiques

FC1 : Utiliser l'Energie électrique

FC2 : Supporter les éléments

FC3 : Séparer le bruit

3.3.3 Diagramme FAST :

C'est le dernier outil de l'analyse fonctionnel, décrit la décomposition d'une fonction en fonction technique élémentaire puis en solutions techniques

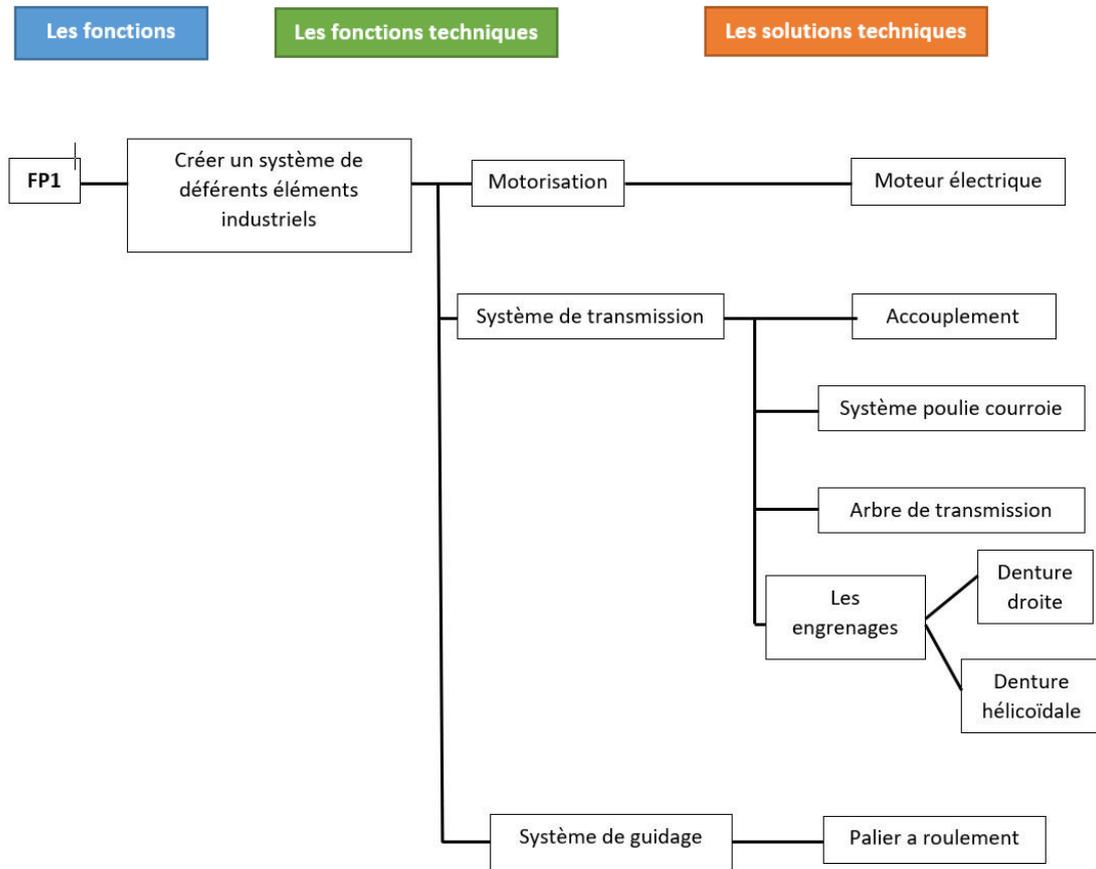


Figure III-4 : Diagramme FAST de 1 ère fonction principale.

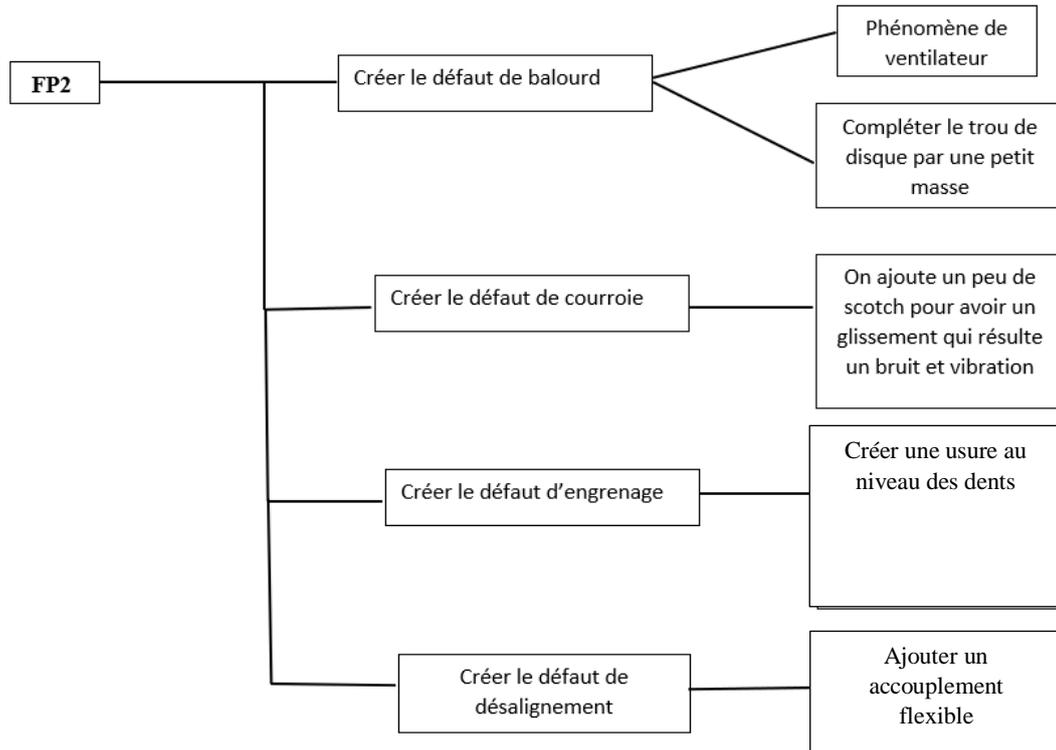


Figure III-5: Diagramme FAST de 2 -ème fonction principale

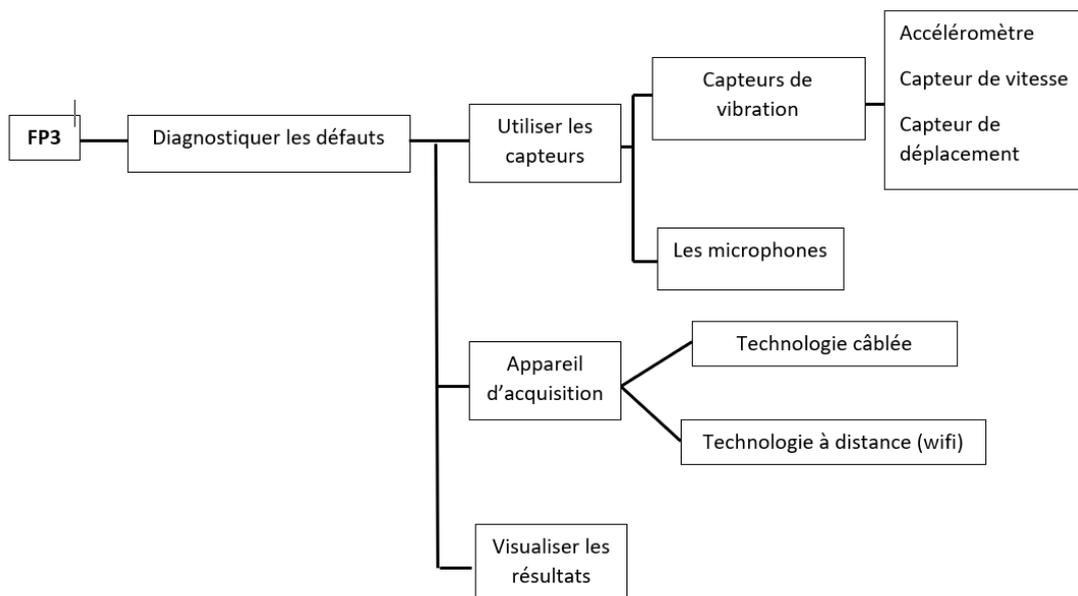


Figure III-6 : Diagramme FAST de 3 -ème fonction principale

3.4 Logiciel de modélisation 3d SolidWorks :

SOLIDWORKS est un modéleur 3D utilisant la conception paramétrique. Il génère 3 types de fichiers relatifs à trois concepts de base : la pièce, l'assemblage et la mise en plan. Ces fichiers sont en relation. Toute modification à quelque niveau que ce soit est répercutée vers tous les fichiers concernés.

Un dossier complet contenant l'ensemble des relatifs à un même système constitue une maquette numérique. De nombreux logiciels viennent compléter l'éditeur SOLIDWORKS. Des utilitaires orientés métiers (tôlerie, bois, BTP...), mais aussi des applications de simulation mécanique ou d'image de synthèse travaillent à partir des éléments de la maquette virtuelle.[19]



Figure III-7 : Logo de logiciel SolidWorks

3.5 Conception et modélisation de banc d'essai

3.5.1 Choix de moteurs électriques :

Premièrement il existe 3 types de moteur :

- Moteur asynchrone
- Moteur synchrone
- Moteur à pas

Pour choisir le type de moteur il faut d'abord :

Déterminer le type d'application

- Pour un régime continu on choisit un moteur asynchrone
- Pour les applications dynamiques, il est indispensable de disposer d'un moteur synchrone
- Enfin, pour un positionnement bien précis, on choisit un moteur pas à pas.

Alors on va choisir un moteur asynchrone triphasé pour notre banc d'essai

Données techniques du moteur :

Marque : AC Motoren GmbH

Moteur triphasé Type ACA56A-4

Carcasse aluminium

Fixation B3 (à pattes)

Empattement : A (largeur)=90 mm x B (longueur)=71 mm

Arbre : $\varnothing = 9$ mm x l=20 mm

Boîte à borne orientable

Poids (kg) 3,60

Puissance 0,06kW (0.08cv) – Fréquence 50 Hz

Tension 50Hz 220-240/380-420 V

Courant nominal 50Hz 0,39/0,22 A

Vitesse de rotation du moteur 1340 tr/min

Protection IP55 [20]

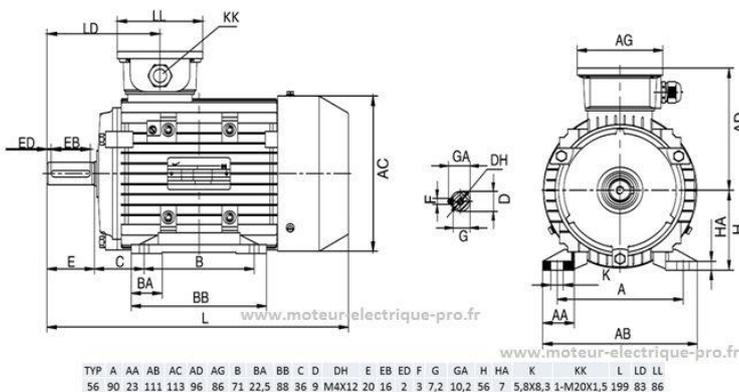


Figure III-9: Les dimensions de moteur [20]

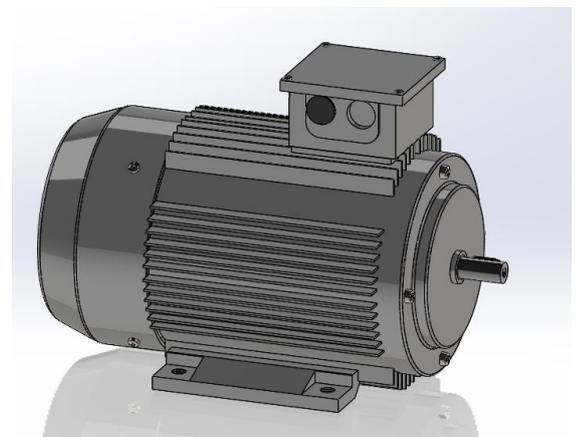


Figure III-8 : Modélisation de moteur sur SolidWorks

3.5.2 Les Accouplement :

Le but d'utiliser les accouplements dans notre banc d'essai c'est de permettre d'analyser le défaut de désalignement.

3.5.2.1 Les facteurs de choix des accouplements :

- Vitesse de rotation maximal
- Couple maximal transmit
- Angle maximal du désalignement
- Désalignement parallèle maximale
- Mouvement axial maximum

3.5.2.2 Les types d'accouplement :

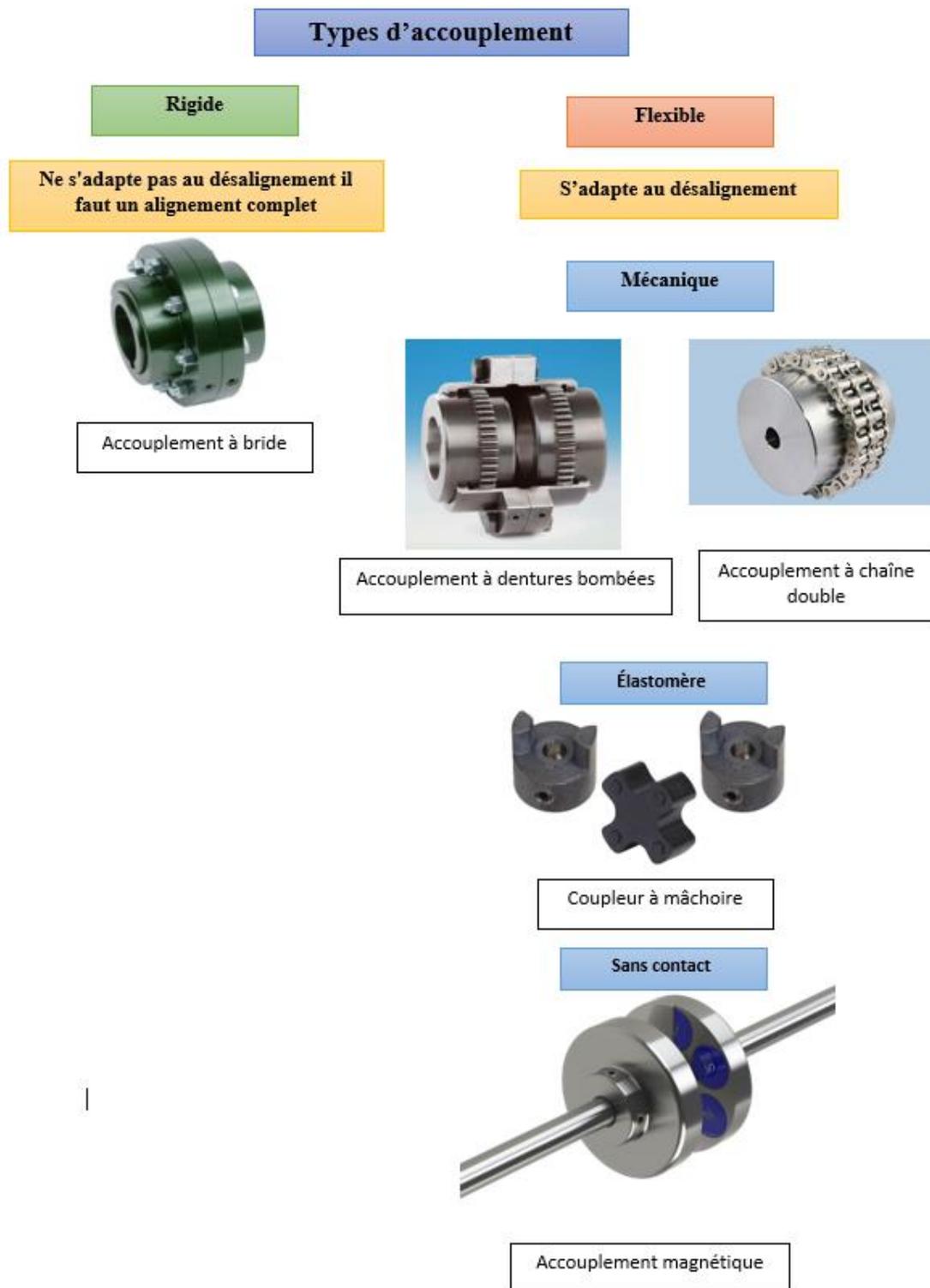


Figure III-10 : Les types d'accouplement

3.5.2.3 Comparaison entre accouplement rigide et flexible :

	Accouplement rigide	Accouplement flexible
Objectif	Connectez deux arbres Parfaitement aligné	Reliez deux arbres ayant Désalignement
Alignement	Ne supporte pas le désalignement	Supporte le désalignement
Chocs et Vibrations	Ne peut pas absorber	Absorber
Déviations	Moins de déviation des arbres	Plus de déviation des arbres
Coût	Faible	Haute

Tableau III-1 : Comparaison entre accouplement rigide et flexible

Pour notre banc d'essai on choisit l'accouplement flexible à mâchoire pour créer le défaut désalignement

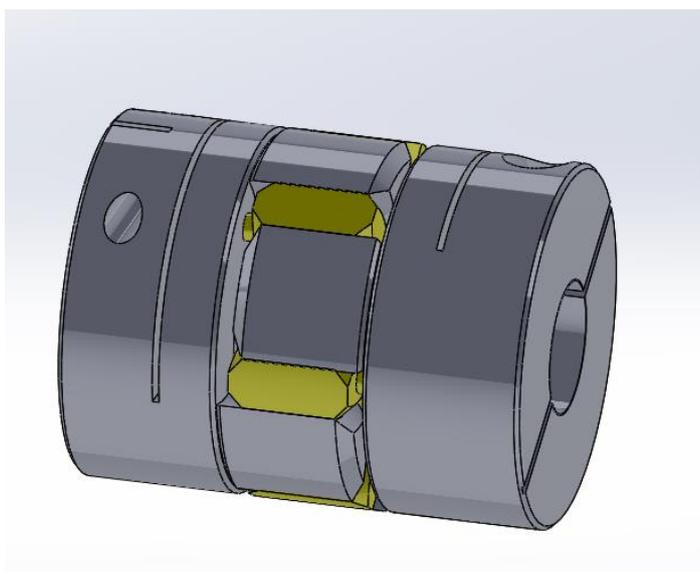


Figure III-12 : Modélisation d'accouplement sur SolidWorks (les fichiers CAD sont téléchargés sur www.ruland.com)

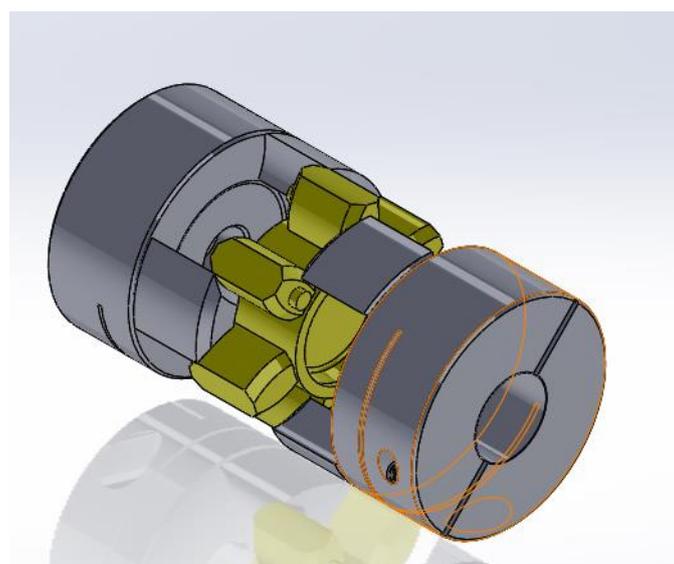


Figure III-11 : Vue éclatée d'accouplement

3.5.3 Transmissions par poulies et courroies

Silencieuses, elles sont surtout utilisées aux vitesses élevées avec de grands entraxes possibles entre poulies. La tension initiale des courroies est indispensable pour garantir l'adhérence et assurer la transmission du mouvement. Un système à entraxe réglable ou un dispositif annexe de tension (galet enrouleur, etc.) est souvent nécessaire pour régler la tension initiale et compenser l'allongement des courroies au cours du temps. À l'exception des courroies crantées, en fonctionnement normal, il existe un léger glissement de la courroie sur les poulies amenant une imprécision du rapport de transmission ; celui-ci n'est pas exactement égal au rapport des diamètres des deux poulies. [21]

3.5.3.1 Les types de poulies et courroies

Il existe 4 types :

- Courroie plate :
- Courroie trapézoïdale :
- Courroie striée :
- Courroie synchrone ou dentée :

3.5.3.2 Comparaison entre les différents poulie courroie :

	courroies crantées (synchrones)	courroies striées (poly-V)	courroies trapézoïdales (en V)	courroies plates
couples transmissibles	assez élevés	modérés	moyens	faibles
puissances transmissibles	assez élevées	modérées	élevées	faibles
vitesses limites (m/s)	60	60 à 80	40	80 à 100
rapport limite (ND/Nd) de la transmission	$< \frac{1}{10}$	$< \frac{1}{40}$	$< \frac{1}{15}$	$< \frac{1}{20}$
position des arbres	parallèles	parallèles et autres	parallèles	parallèles et autres
rendement (%)	≤ 98	≤ 98	70 à 96	≈ 98
tension initiale	faible	assez élevée	peu élevée	élevée
durée de vie	limitée	limitée	limitée	limitée
tubrifcation	inutile	inutile	inutile	inutile
INCONVÉNIENTS	- synchronisme non parfait	- moins économique	- rendement	- faibles couples
AVANTAGES	- entretien réduit - vitesses angulaires constantes	- flexibilité - silencieuses - diamètres d'enroulement faibles	- économique - encombrement réduit, permet les groupements en parallèle	- grandes vitesses - rendement - silencieuses - rapports de transmission

Tableau III-2 : Comparaisons entre les différents poulie courroie [21]



Figure III-13 : Modélisation de la courroie sur SolidWorks

3.5.4 Engrenages en polymère :

Afin de provoquer les défauts d'engraves on utilise les engraves en polymère

Parmi les avantages des engraves en polymère par rapport aux engraves en aciers ou autres :

- Poids plus léger.
- Moins d'inertie.
- Fonctionnement plus silencieux.
- Faible frottement de glissement.
- Capacité à bien fonctionner dans des conditions de vibrations, chocs et impacts.
- Coût relativement faible lorsqu'il est fabriqué en grande quantité.
- Possibilité de combiner plusieurs fonctionnalités en une seule partie
- Propriétés des matériaux qui peuvent être adaptées pour répondre aux besoins de l'application.
- Moins d'usure parmi certains plastiques par rapport aux métaux dans certaines applications.
- Module d'élasticité inférieur.
- Coefficients de dilatation thermique plus élevés [22]



Figure III-14 : Les engrenages modélisée (engrange droit et engrange hélicoïdale) sur SolidWorks

3.5.5 Les arbres :

3.5.5.1 But de la construction :

- Construction la plus économique possible et la plus sûre
- Arbre de diamètre le plus faible possible

3.5.5.2 Matériaux utilisés dans les arbres :

Matériaux les plus courants

- Aciers au carbone, laminés à chaud si pas de besoins de résistance particuliers : 0.15 à 0.30 % de carbone : EN32B, DIN CK15, AISI 1015 ...
- Pour des arbres rapides ou fortement sollicités, aciers autorisant des traitements thermiques 0.30 à 0.60 %C ou aciers alliés type DIN CK35, 30CrNiMo16

Autres matériaux :

- Titane (aéronautique) TA6V : usinage plus difficile, coût élevé
- Aluminium : faible limite d'endurance → pas fait pour les fortes sollicitations cycliques, donc plutôt pour du positionnement avec de faibles charges.
- Plus, recement composites



Figure III-15: Les arbres modélisés sur SolidWorks

3.5.5.3 Les facteurs de dimensionnant d'un arbre :

- Positionnement : Il est préférable de positionner les éléments de la machine près des liaisons de rotation
- Le diamètre de l'arbre
- Le matériau utilisé

3.5.6 Liaison pivot :

Elle représente un guidage en rotation, bloque tous les degrés de liberté on translation et autorise un degré de rotation.

On générale il existe 3 types :

- Palies lisse : contact direct entre l'arbre et l'alésage
- Palies hydrodynamique : un lubrifie se crée entre l'arbre et l'alésage donc il n'y a aucun contact métal/métal il permettre une longue durée de vie il supporte un grand choc, exemple : les paliers du vilebrequin.
- Roulement : un élément roulant entre l'arbre et l'alésage

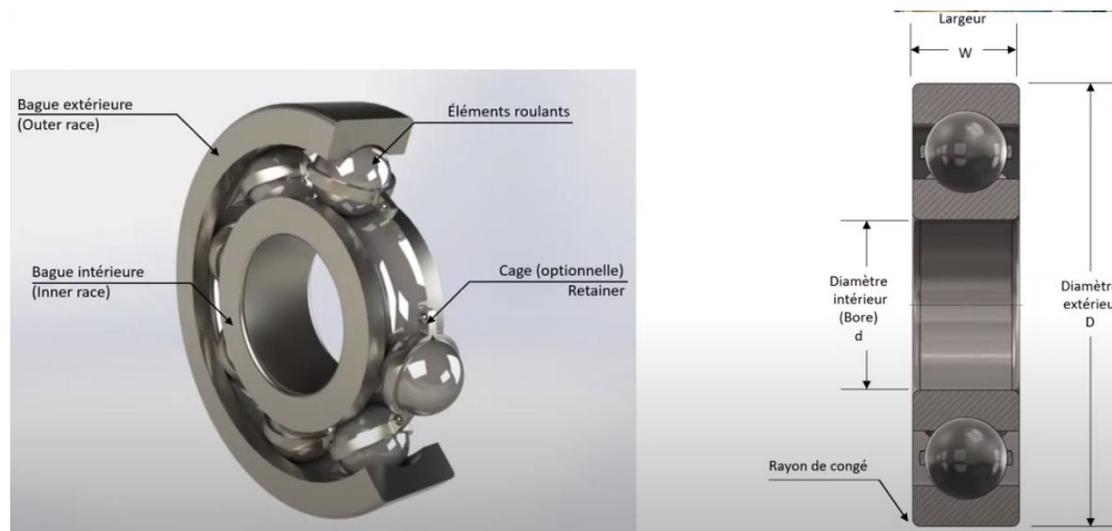


Figure III-16 : L'architecture d'un roulement à bille

3.5.6.1 Critère de choix des roulements :

Il dépend de plusieurs facteurs :

- La charge
- La température
- La précision
- Environnement
- La Vitesse de rotation
- Le défaut de alignement
- La taille
- La durée de vie

3.5.6.2 Types de montage :

Règle 1 :

Il faut monter avec un ajustement serré la bague qui tourne par rapport à la direction de la charge.

Règle 2 :

Une bague fixe par rapport à la direction de la charge est montée avec un ajustement glissant

Règle 3 :

Pour réaliser la liaison pivot, un arrêt axial doit être réalisé une seule fois dans chaque sens. Si les deux arrêts sont sur le même roulement, on parle de « palier fixe » et la charge doit être appliquée le plus proche possible de la charge axiale.

Permet une dilatation libre et limite le flambement.

Il existe aussi des montages de

- Montage ajusté (Arbre court, donc faible dilatation)
- Montage en opposition (L'arbre dispose d'un degré de liberté. La dilatation est prise en compte dans le calcul du jeu)

Règle 4 :

Un « Ajustement serré » ne peut pas transmettre un effort axial entre l'arbre et le logement. Les efforts axiaux sont transmis par obstacles :

- Épaulements
- Écrous à encoches
- Entretoises
- Plaques en bout et couvercles de palier
- Segment d'arrêt (il ne représentent pas une solution de positionnement précise)

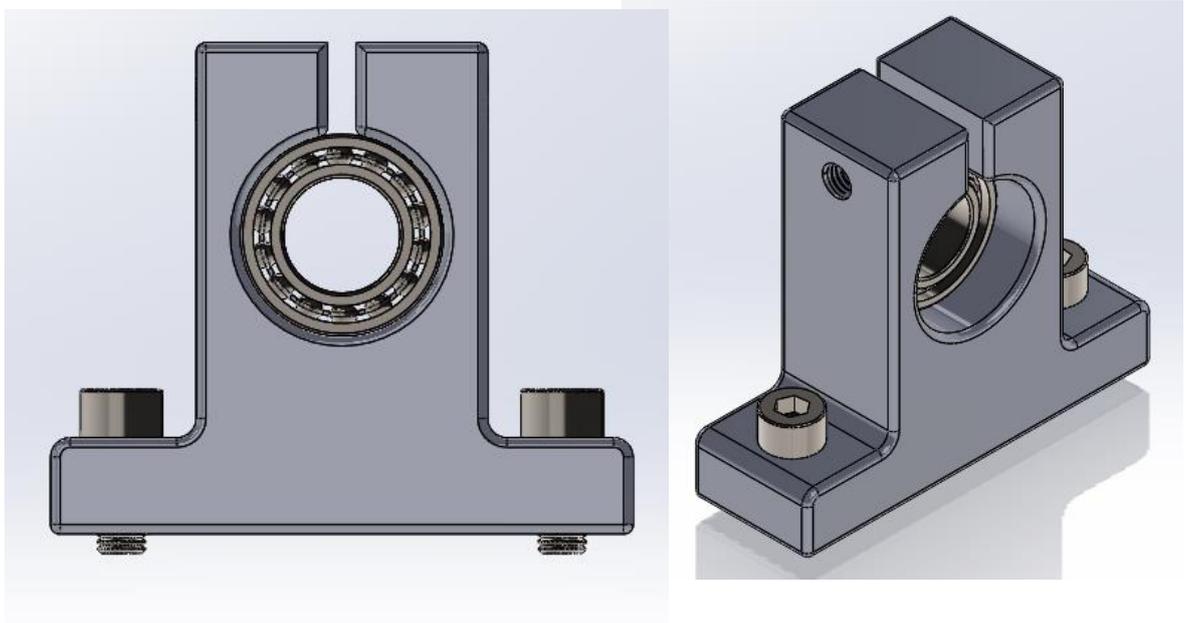


Figure III-17 : Modélisation de palier a roulements sur SolidWorks

3.5.7 Le bâti :

Le bâti supporte l'ensemble des organes mécaniques de notre banc d'essai, donc le but est de réaliser un assemblage démontable afin de gérer les défauts et facilite le montage.

On utilise une structure de profilé d'aluminium.

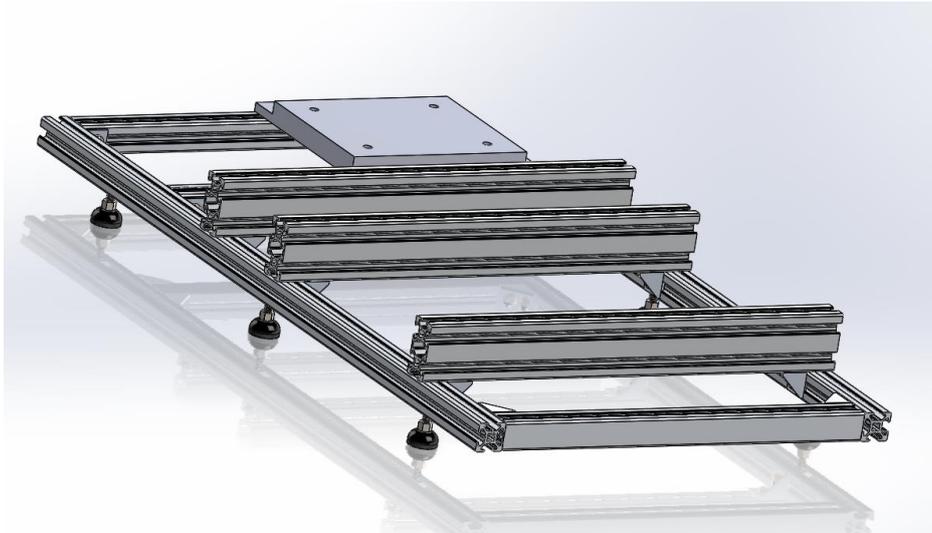


Figure III-18 : Modélisation du bâti du banc d'essai

3.5.8 Assemblage :

3.5.8.1 Assemblage de la poulie (Moyeu Amovible) :

Le Moyeu amovible est un cône de montage qui vient se loger entre l'arbre et la pièce a monté, les poulies à moyeu amovible possède un alésage conique adaptés à la taille du moyeu

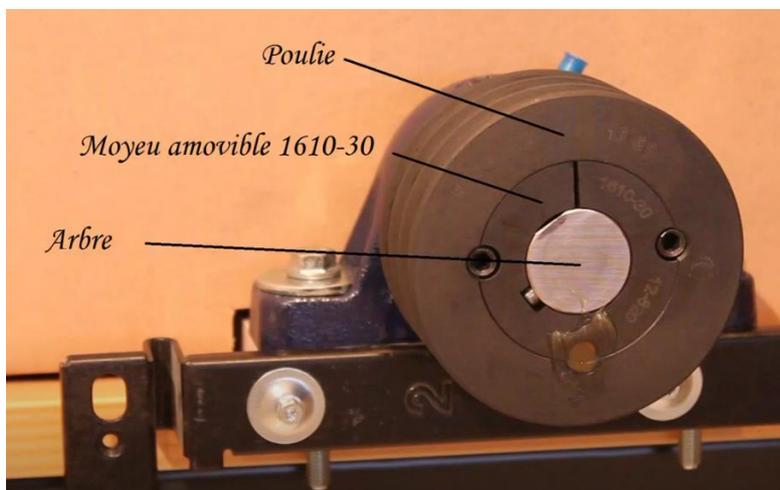


Figure III-19 : Moyeu amovible

Caractéristiques techniques

Désignation des moyeux		Alésages (mm)	Section de la clavette	dia A (mm)	dia B (mm)	C (mm)	Vis					Poids alésage mini. (kg)
VECOBLOC®	internationale						Nbre	Diam.	Long. (mm)	Clé (mm)	Couple serrage (Nm)	
28.20	1108	12 14 - 15 - 16 18 - 19 - 20 - 22 24 - 25 28*	4 x 4 5 x 5 6 x 6 8 x 7 8 x 6	38,4	35,5	20	2	1/4"	13	3	6	0,14

Tableau III-3 : dimensions des moyeux amovible extraire de catalogue VECOBLOC

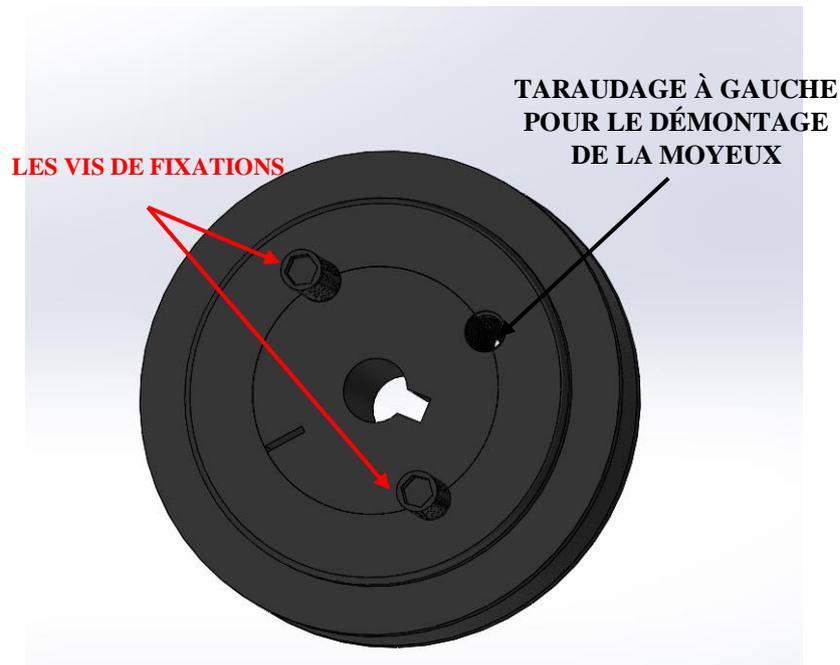


Figure III-20: Modélisation de moyeux amovible sur SolidWorks

3.5.8.2 Assemblage des engrenages :

Pour faciliter le montage et le démontage des engrenages sur les arbres on utilise le système vis écrou pour la fixation des engranges sur les arbres

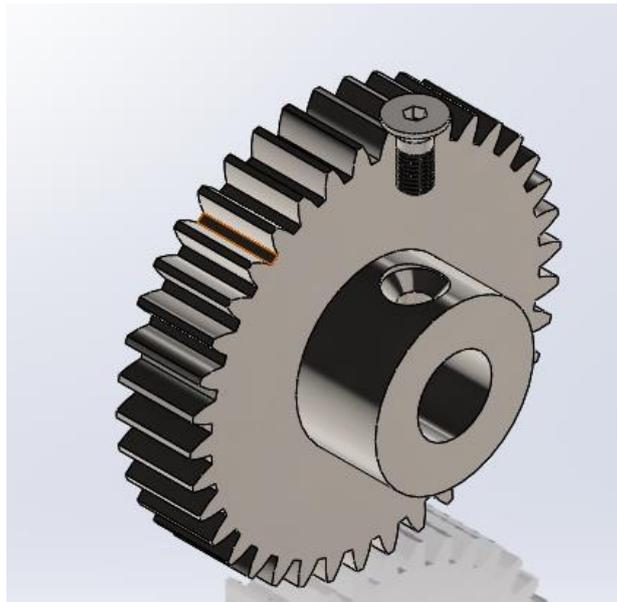


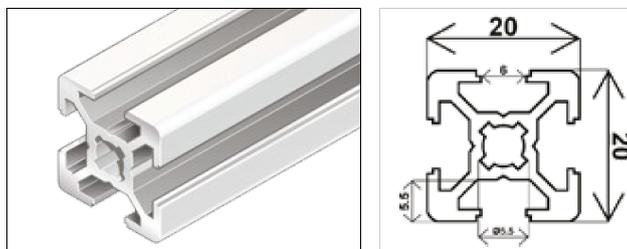
Figure III-21: Assemblage des engrenages

3.5.8.3 Le bâti :

a) Barre des profilé aluminium rainure :

Les profilés aluminium avec une rainure de 6 mm conviennent pour les constructions légères telle que les trépiéd et structure de laboratoire

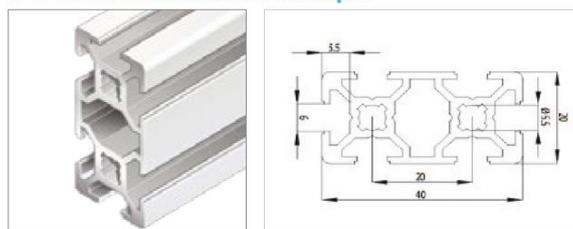
Profilé Aluminium 20x20



Références	Longueur mm	Caractéristiques	
TAP62020*	50 ≤ ... ≤ 6000	Ix	0,70 cm ⁴
TAP62020_1	1000	Iy	0,70 cm ⁴
TAP62020_2	2000	Wx	0,70 cm ³
TAP62020_3	3000	Wy	0,70 cm ³
Usinages		A	1,60 cm ²
Taroudage M6		Masse	0,44 kg/m

Figure III-22 : Profilé aluminium 20x20

Profilé Aluminium 20x40

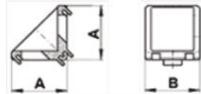


Références	Longueur mm	Caractéristiques	
TAP62040*	50 ≤ ... ≤ 6000	Ix	4,60 cm ⁴
TAP62040_1	1000	Iy	1,20 cm ⁴
TAP62040_2	2000	Wx	2,50 cm ³
TAP62040_3	3000	Wy	1,40 cm ³
Usinages		A	2,90 cm ²
Taraudage M6		Masse	0,80 kg/m

Figure III-23: Profilé aluminium 20x40

b) Équerre de fixation :

Pour un assemblage plus rapide et démontable on utilise des équerres de fixation pour fixer les poutres de profilé aluminium



Matériau aluminium moulé sous pression RAL 9006.

Référence	Rainure	A (mm)	B (mm)
TAEQU6_FIX20X20	6mm	18	18
TAEQU6_FIX20X40	6mm	38	18
TAEQU8_FIX30X30	8mm	27	28
TAEQU8_FIX30X60	8mm	57	28
TAEQU8_FIX60X60	8mm	57	58
TAEQU10_FIX40X40	10mm	36	38
TAEQU10_FIX40X80	10mm	76	38
TAEQU10_FIX45X45	10mm	41	43
TAEQU10_FIX45X90	10mm	86	43
TAEQU10_FIX80X80	10mm	76	78
TAEQU10_FIX90X90	10mm	86	88

Figure III-24: Équerre de fixation

c) Patins de fixation :

C'est un écrou coulisseau pour une jonction sûre et conductrice, ont utilisé pour la fixation de : supports palier, équerres, plaque moteur et les autres éléments

Référence	Rainure	A	B	C	D	E	Filetage	Schéma côtes
		(mm)						
TAPAT6_STD_M4	6 mm	12	11.5	4	5.7	1.2	M4	
TAPAT6_STD_M5	6 mm	12	11.5	4	5.7	1.2	M5	
TAPAT8_STD_M4	8 mm	16	16	6	8	1.9	M4	
TAPAT8_STD_M5	8 mm	16	16	6	8	1.9	M5	
TAPAT8_STD_M6	8 mm	16	16	6	8	1.9	M6	
TAPAT8_STD_M8	8 mm	16	16	6	8	1.9	M8	
TAPAT10_STD_M5	10 mm	20	19.5	10.6	9.8	5.1	M5	
TAPAT10_STD_M6	10 mm	20	19.5	10.6	9.8	5.1	M6	
TAPAT10_STD_M8	10 mm	20	19.5	10.6	9.8	5.1	M8	

Figure III-25: Patins de fixation

3.6 Conclusion :

Dans cette partie, la phase de la conception et la modélisation de notre banc d'essai est présenté il reste juste le dimensionnement qui fait l'objet du quatrième chapitre.

Chapitre IV :

Dimensionnement

4.1 Introduction :

Après avoir choisis les différents éléments composant notre banc d'essai ainsi que des choix technologiques nous procédons dans cette partie aux calculs et au dimensionnement de ces éléments.

4.2 Schéma cinématique :

Un schéma cinématique est un dessin qui montre les possibilités de mouvement entre des solides cinématiquement liés. Ces schémas sont réalisés à l'aide de symboles graphiques qui modélisent les liaisons cinématiques entre les solides.

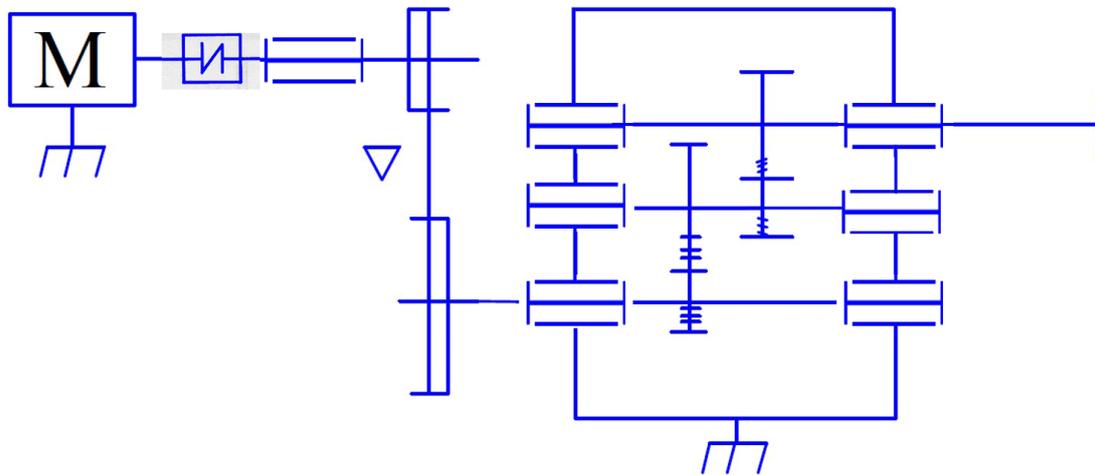


Figure IV- 1: Schéma cinématique de notre banc d'essai

4.2.1 Dimensionnement des courroies trapézoïdales selon la norme ISO 4183 :

4.2.1.1 Organigramme de calcul des courroies trapézoïdales :

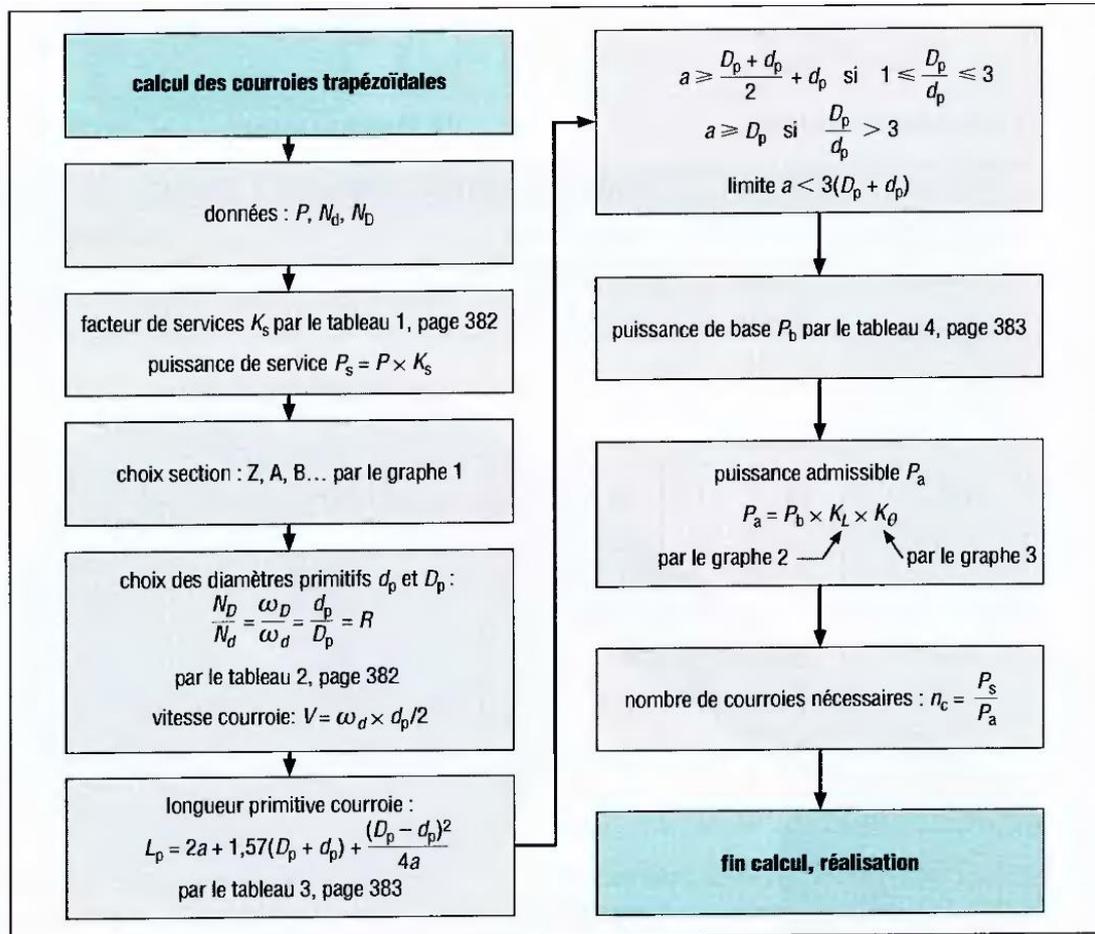


Figure IV-2 : Organigramme de calcul des courroies trapézoïdales

4.2.1.2 Dimensionnement :

P= 0.06 kW

Nd = 1340 tr/min

a) Détermination du coefficient de service K_s :

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	1,6	2,0

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

Tableau IV-1 : Coefficient de service K_s

On choisit $K_s = 1.0$

b) Choix de section de courroie :

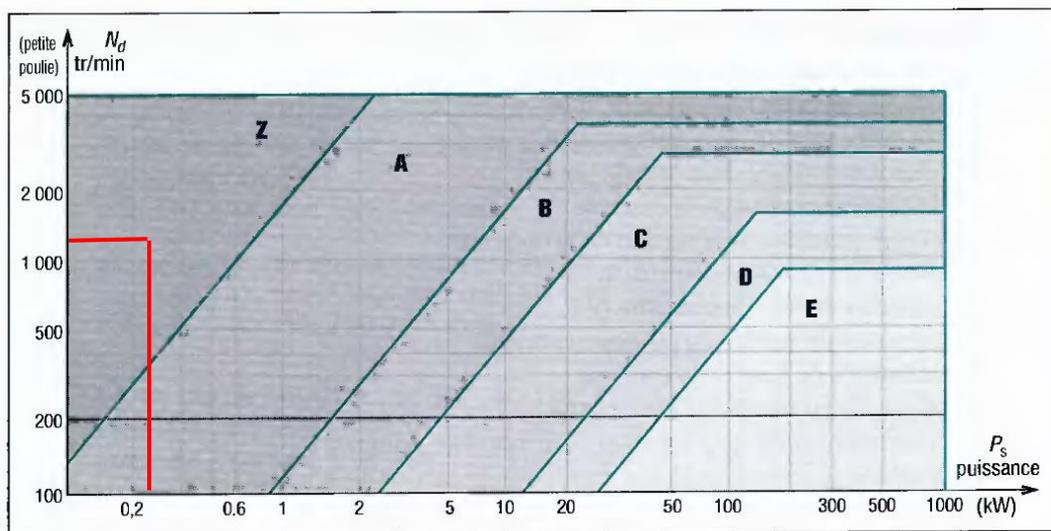


Figure IV-3 : Choix de section de courroie

On choisit type z

c) Diamètre primitifs recommandées

2. Diamètres primitifs d_p et D_p recommandés (mm) pour les poulies trapézoïdales	
Z	50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 150, 160, 180, 220, 224, 250
A	75, 80, 85, 90, 95, 100, 106, 112, 118, 121, 125, 132, 140, 150, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 300, 315, 355, 400, 450, 500, 630
B	106, 112, 118, 125, 132, 140, 150, 160, 170, 180, 200, 224, 250, 280, 300, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 600, 630, 710, 750, 800, 900, 1 000
C	180, 190, 200, 212, 224, 236, 250, 265, 280, 300, 315, 355, 375, 400, 450, 500, 560, 600, 630, 710, 750, 800, 900, 1 000, 1 250, 1 600
D	315, 335, 355, 375, 400, 425, 450, 475, 500, 560, 600, 630, 710, 750, 800, 900, 1 000, 1 120, 1 250, 1 400, 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, 2 500

Tableau IV-2 : Diamètre primitifs recommandées pour les poulies trapézoïdales

Donc on va prendre $d_p = 60$ mm et $D_p = 75$ mm

La Vitesse de rotation de la grande poulie

On a :

$$\frac{N_D}{N_d} = \frac{d_p}{D_p} \dots\dots\dots (9)$$

$$\Rightarrow N_D = \frac{d_p}{D_p} * N_d$$

$$d'où N_D = \frac{60}{75} * 1340 = 1072 \text{ tr/min}$$

Vitesse linéaire de la courroie :

$$V = \frac{\pi \cdot N_d}{30} \cdot \frac{d}{2} \dots\dots\dots (10)$$

$$V = \frac{\pi \cdot 1380}{30} \cdot \frac{60}{2} = 4.21 \text{ m/s}$$

Calcul de l'entraxe a :

$$\text{On a } \frac{D_p}{d_p} = 1.25$$

$$a \geq 1/2(D_p + d_p) + d_p = 127.5 \text{ d'où } a_{\min} = 127.5 \text{ mm}$$

Limite supérieure :

$$a < 3(D_p + d_p) = 450 \text{ mm d'où } a_{\max} = 450 \text{ mm}$$

Donc l'entraxe varie entre 127.5 mm et 450 mm

En tenu compte la normalisation de la longueur de la courroie

3. Extrait des longueurs primitives (L_p) indicatives des courroies trapézoïdales (en mm)	
(les longueurs indiquées peuvent varier sensiblement d'un fabricant à l'autre)	
Z	270, 295, 340, 380, 435, 465, 485, 505, 545, 570, 610, 635, 675, 710, 750, 790, 840, 895, 940, 1 000, 1 055 1 095, 1 145, 1 205, 1 250, 1 325, 1 425, 1 540
A	415, 490, 541, 585, 620, 670, 719, 770, 820, 871, 933, 983, 1 049, 1 100, 1 153, 1 201, 1 253, 1 303, 1 353, 1 405, 1 455, 1 508, 1 558, 1 608, 1 709, 1 758, 1 858, 1 913, 2 013, 2 133, 2 273, 2 393, 2 533, 2 833, 3 183, 3 383, 3 583, 3 783...
B	613, 655, 680, 729, 780, 830, 881, 932, 980, 1 033, 1 083, 1 133, 1 185, 1 243, 1 318, 1 393, 1 465, 1 568, 1 668, 1 768, 1 872, 1 973, 2 075, 2 177, 2 283, 2 380, 2 481, 2 520, 2 659, 2 900, 3 193, 3 393, 3 593, 3 793, 4 043, 4 493, 5 043, 5 620, 6 105, 6 585, 7 250, 8 010, 9 150, 10 015, 11 000, 12 000
C	920, 1 075, 1 152, 1 312, 1 462, 1662, 1840, 2094, 2348, 2500, 2704, 2907, 3110, 3312, 3518, 3720, 3964, 4177, 4278, 4562, 5015, 5362, 5662, 6107, 6362, 6762, 7035, 7562, 8038, 8444, 9169, 10062, 10795
D	2576, 2876, 3226, 3530, 3734, 4098, 4386, 4648, 5029, 5335, 5676, 6016, 6370, 6776, 7176, 7576, 8000, 8405, 9166, 10076, 11276, 12215, 13375, 15260
E	4680, 5105, 5440, 5765, 6120, 6505, 6885, 7265, 7645, 8055, 8410, 8790, 9170, 10035, 11230, 12220, 13740, 15265

Tableau IV-3 : Les longueurs primitives normalisées des courroie

On choisit $L_p = 485 \text{ mm}$

$$L_p = 2a + 1.57(D_p + d_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4a} \dots\dots\dots(11)$$

$$a = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32(D_p - d_p)^2}}{16} \dots\dots\dots(12)$$

$$B = 4L_p - 6.28(D_p + d_p) \dots\dots\dots(13)$$

On remplace (12) et (13) dans (11)

$$a = 136.319 \text{ mm}$$

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
Z	50	0,45	0,72	0,85	–	–	C	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
A	85	1,25	2,04	2,66	3,01	–	D	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	120	2,11	3,23	4,23	4,80	–	E	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 IV-4 : Puissance de base des courroie

d) Puissance admissible :

On a diamètre primitive de 60 mm et la Vitesse de 4.2 m/s

$$P_B = 0.45 \text{ KW}$$

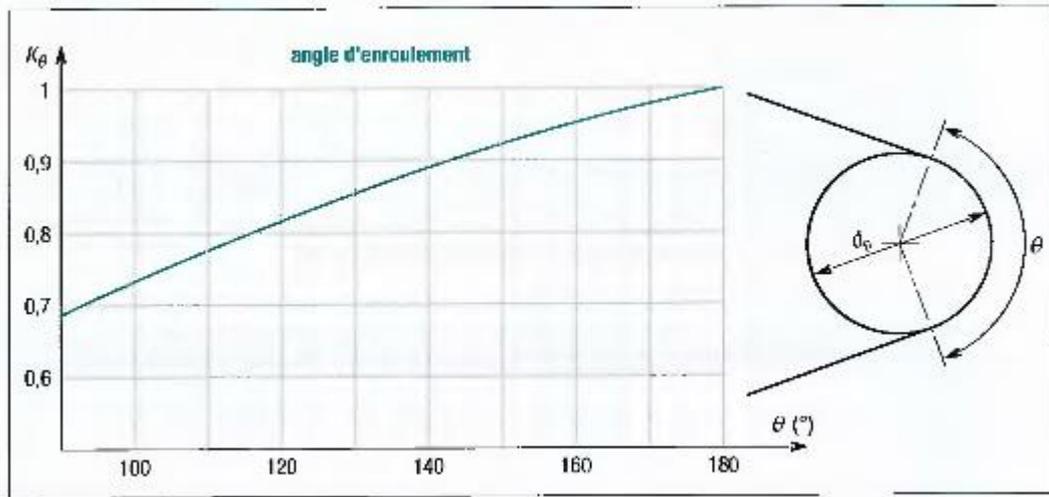


Figure IV-4 : Choix d'angle d'enroulement

Pour un angle de 180 $K_\theta = 1$

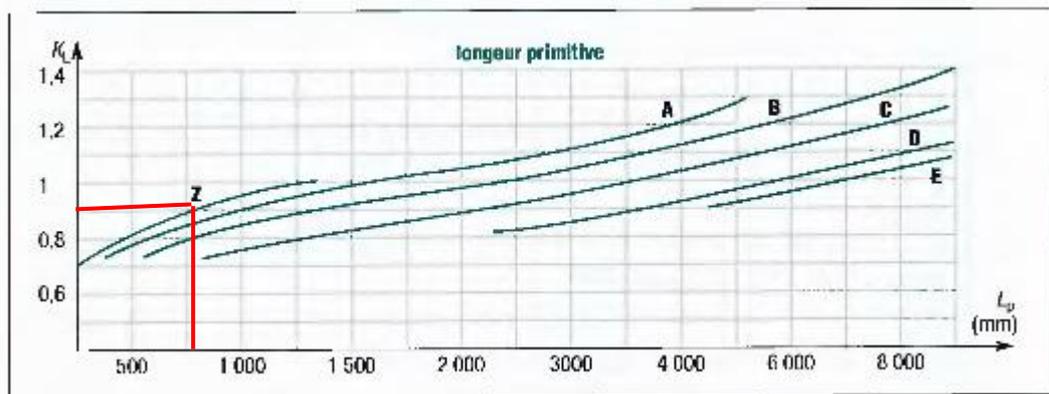


Figure IV-5 : Le coefficient K_L

$$K_L = 0.9$$

$$P_a = P_B K_L K_\theta \dots\dots\dots(IV.1)$$

$$P_a = 0.45 * 1 * 0.9 = 0.405 \text{ KW}$$

e) Nombre nécessaire de courroie

$$N_c = \frac{P_s}{P_a} \dots\dots\dots(IV.2)$$

$$N_c = 0.006/0.405 = 0.148$$

Donc juste 1 courroies c'est totalement suffisant

f) Le rendement :

L'utilisation d'une transmission par poulies et courroie engendre une déperdition de

Puissance due au :

- Patinage de la courroie (glissement)
- Décollage de la courroie à une certaine vitesse (dû à la force centrifuge)
- Vibrations dues à une vitesse excessive ou à une mauvaise configuration géométrique
- Flexion répétée de la courroie.

On va diminuer le rendement a 0.90

$$\eta = \frac{Pr}{Pm} \dots\dots\dots(IV.3)$$

η : le rendement

Pr : puissance sur la roue

Pm : puissance sur l'arbre moteur

AN :

$$Pr = \eta * Pm = 0.90 * 0.25 = 0.054 \text{ kW}$$

Calcul :

$$C = Pr / N \dots\dots\dots(IV.4)$$

Le couple a la rentrée

$$C1 = \frac{0.225 * 60 * 10^{-3}}{2 * 3.14 * 1380}$$

$$C1 = 0,43 \text{ N m}$$

Le couple a la sortie

$$C2 = C1 * Dp/dp \dots\dots\dots(IV.5)$$

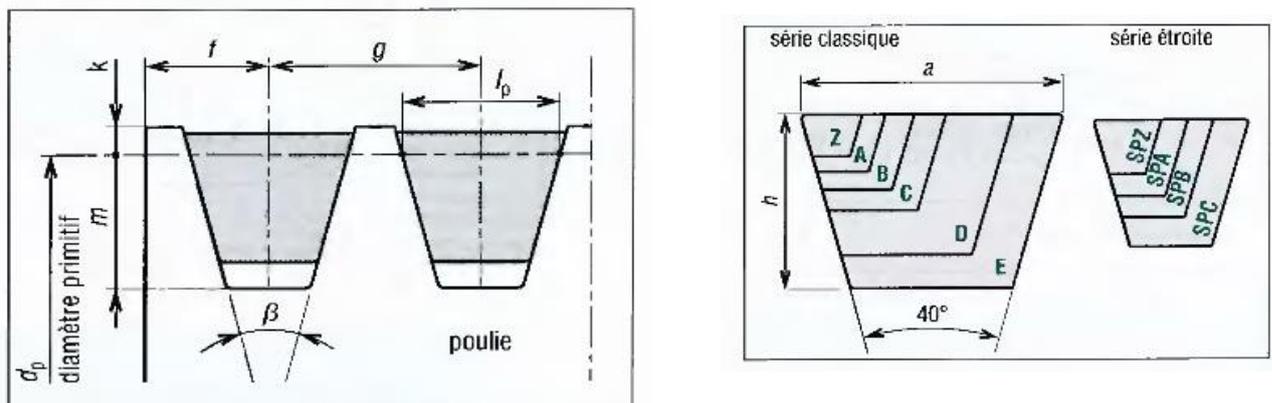
$$C2 = 0.43 * 1.25$$

$$C2 = 0.5375 \text{ N m}$$

4.2.2 Dimensionnement de la poulie trapézoïdale :

principales dimensions (en mm)	Principales dimensions trapézoïdales (ISO 4183)									
	série classique						série étroite			
	Z	A	B	C	D	E	SPZ	SPA	SPB	SPC
a	10	13	17	22	32	38	10	13	16	22
h	6	8	11	4	9	25	8	10	13	18
l_p	8,5	11	14	19	27	32	8,5	11	14	19
f	7	9	11,5	16	23	28	7	9	11,5	16
g	12	15	19	25,5	37	44,5	12	15	19	25,5
k (mini)	2	2,75	3,5	4,8	8,1	9,6	2	2,75	3,5	4,8
m (mini)	7	8,7	10,8	14,3	19,9	23,4	8,5	11	14	19
d_p (usuel)	50 à 630	75 à 800	125 à 1 120	200 à 2 000	355 à 2 000	500 à 2 500	63 à 630	90 à 800	140 à 1 120	224 à 2 000

Tableau IV-5 : Principales dimensions de poulie trapézoïdale



13. Montage sur une poulie ($\beta = 32^\circ, 34^\circ, 36^\circ, 38^\circ$).

Figure IV-6 : Principales dimensions de la courroie trapézoïdale

Notre choix :

$a = 10 \text{ mm}$

$h = 6 \text{ mm}$

$ip = 8.5 \text{ mm}$

$f = 7 \text{ mm}$

$g = 12 \text{ mm}$

$K(\text{mini}) = 2$

$$m(\text{mini}) = 7$$

$$d_p = 75 \text{ mm}$$

$$D_p = 60 \text{ mm}$$

4.2.3 Force de tension de la poulie :

La transmission par courroie est une transmission par traction, il y a donc une partie de la courroie tendue alors que l'autre est moins

La force qui s'applique sur le périphérique de la poulie est alors :

$$F_N = F_t - F_m \dots \dots \dots (IV.6)$$

F_N : La force équivalente

F_t : La force Tendue

F_m : La force mou

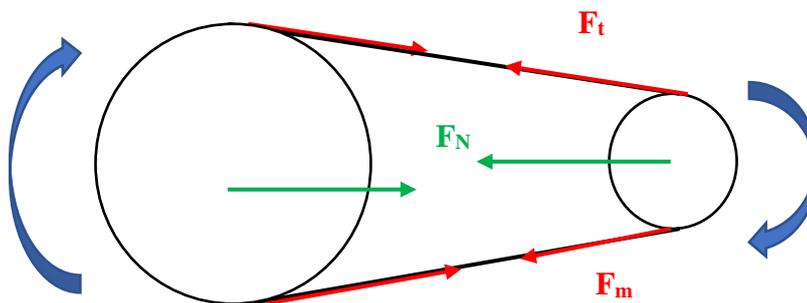


Figure IV-7 : Illustration des forces exercées sur la poulie

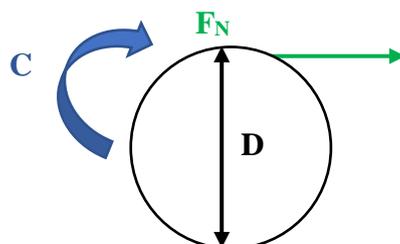


Figure IV-8 : La force équivalente

$$F_N = 2 \cdot C/D \dots\dots\dots (IV.7)$$

L'angle entre horizontal et les force Ft et Fm et donc légèrement différent et on prend généralement que :

$$F_t/F_m = 5 \dots\dots\dots (IV.8)$$

Avec ce rapport on arrive à

$$F_N = 3 \cdot C/D \dots\dots\dots (IV.9)$$

AN :

Pour La petite poulie

$$F_n = 21.5 \text{ N}$$

Pour La grande poulie

$$F_N = 21.5 \text{ N}$$

4.3 Dimensionnement des engrenages :

4.3.1 Procédure de dimensionnement des engrenages

1. Spécifiez le nombre de dents, Z, et le module m

Valeurs normalisées du module <i>m</i> (NF ISO 54...)									
valeurs principales en mm					valeurs secondaires en mm				
0,06	0,25	1,25	5	20	0,07	0,28	1,125	5,5	22
0,08	0,30	1,5	6	25	0,09	0,35	1,375	7	28
0,10	0,40	2	8	32	0,11	0,45	1,75	9	36
0,12	(0,50)	2,5	10	40	0,14	(0,55)	2,75	11	45
0,15	(0,80)	3	12	50	0,18	(0,7)	3,5	14	55
0,20	1,0	4	16	60	0,22	(0,9)	4,5	18	70

() entre parenthèses, ancienne normalisation

Tableau IV-6 : Les valeurs normalisées du module

2. Calculer le diamètre primitif

$$D_p = z \cdot m \dots\dots\dots (IV.10)$$

3. Calculer la largeur de face

$$B = k \cdot m \dots\dots\dots (IV.11)$$

Et k compris entre 7 et 10

Application :

Pour le pignon droite 1

2) Module choisi et Nombre de dent :

Module choisi = 1.75

Nombre de dent = 38

3) le diamètre primitif

$$D_{p1} = 66.5 \text{ mm}$$

9) la largeur de face

On prend $k = 11$

$$B = 19.25 \text{ mm}$$

Pour la roue droite 2

Rapport de réduction :

On a $Z1 = 38$ on prend $Z2 = 43$

$$r = \frac{Z2}{Z1} = 1.131$$

$$C = C*r$$

$$N = N/r$$

$$C3 = C2*r$$

$$C3 = 0.6079 \text{ N m}$$

2) Module choisi et Nombre de dent :

Il faut assurer la condition d'engrènement entre la roue

Module choisi = 1.75

Nombre de dent = 43

3) le diamètre primitif

$$D_{p2} = 75.25 \text{ mm}$$

9) la largeur de face

On prend $k = 11$

$B = 19.25 \text{ mm}$

Pour le pignon hélicoïdale 3

4.3.1.1 Engrenage a denture hélicoïdale :

2) Module choisi et Nombre de dent et l'angle d'hélice et le sens hélice :

Module choisi = 1.75

Angle d'hélice = 29°

Direction d'hélice : à gauche

Nombre de dent = 28

$$m_t = \frac{m}{\cos \beta} \dots \dots \dots (IV.12)$$

$$m_t = \frac{1.75}{\cos 29} = 2$$

3) Le diamètre primitive

$$D_{p3} = m_t * Z_3 = 2 * 28 = 56 \text{ mm}$$

Pour la roue hélicoïdale 4

Rapport de réduction :

On a $Z_3 = 28$ on prend $Z_4 = 34$

$$r = \frac{Z_4}{Z_3} = 1.579$$

$$C_4 = C_3 * r$$

$$N = N/r$$

$$C_4 = 0.9599$$

2) Module choisi et Nombre de dent et l'angle d'hélice et le sens hélice :

Module choisi = 1.75

Direction d'hélice = 29°

Nombre de dent = 34

$$m_t = \frac{m}{\cos \beta} = \frac{1.75}{\cos 29} = 2$$

3) Le diamètre primitive

$$D_{p3} = m_t * Z = 2 * 34 = 68 \text{ mm}$$

- **Rapport de reduction:**

$$r = \frac{Z_3}{Z_4} = 1/2$$

on prend $z_3 = 16$ dent

on prend $z_4 = 32$ dent

- **Module apparent:**

On prend $\beta = 39^\circ$

$$m_t = \frac{m}{\cos \beta} = \frac{m}{\cos 20}$$

Et il faut assurer la condition d'engrènement entre les roues

Donc il faut que le module entre les roues soit égal

$$m_{z1} = m_{z2} = m = 3 \text{ mm}$$

Direction d'hélice : à droite

La raison du choix de l'intégration des engranges à denture droites et des engrenages à denture hélicoïdale dans notre banc d'essai est de pouvoir déterminer la différence du niveau de bruit entre ces deux types de engranges.

4.3.2 Déterminations des forces exercées par les engrenages :

4.3.2.1 Cas de denture droite

Il existe deux forces

- Force tangential
- Force radial

$$F_T = \frac{2C}{dp} \dots \dots \dots (IV.13)$$

$$F_R = F_t \cdot \tan(20^\circ) \dots \dots \dots (IV.14)$$

20° : l'angle de pression

C : le couple

d_p : c'est diamètre primitif de l'engrenage

Effort sur la dent :

$$F = \sqrt{F_R^2 + F_T^2} \dots\dots\dots (IV.15)$$

Pignon 1 :

$$C_2 = 0.5375 \text{ N m}$$

$$D_{p1} = 66.5 \text{ mm}$$

$$F_{T1} = 16.1654 \text{ N}$$

$$F_{R1} = 5.8837 \text{ N}$$

La roue 2 :

$$C_3 = 0.6079 \text{ N m}$$

$$D_{p2} = 75.25 \text{ mm}$$

$$F_{T2} = 16.1568 \text{ N}$$

$$F_{R2} = 5.8837 \text{ N}$$

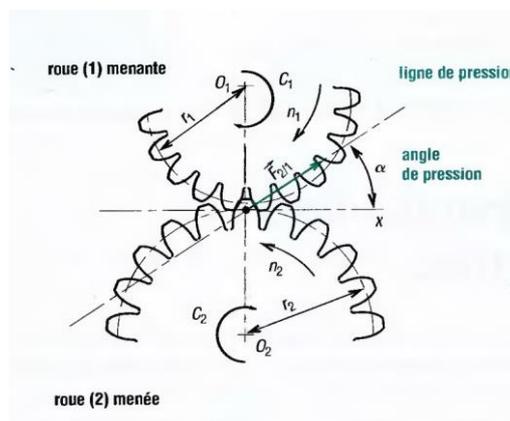


Figure IV-9 : Effort sur une denture droite

4.3.2.2 Cas de denture hélicoïdale :

On ajoute le troisième effort qui effort axial

$$F_T = \frac{2C}{d_p} \dots\dots\dots (IV.16)$$

$$F_A = F_t \cdot \tan \beta \dots\dots\dots(IV.17)$$

β : l'inclinaison de la denture

$$F_R = F_T \cdot \frac{\tan 20}{\cos \beta} \dots\dots\dots(IV.18)$$

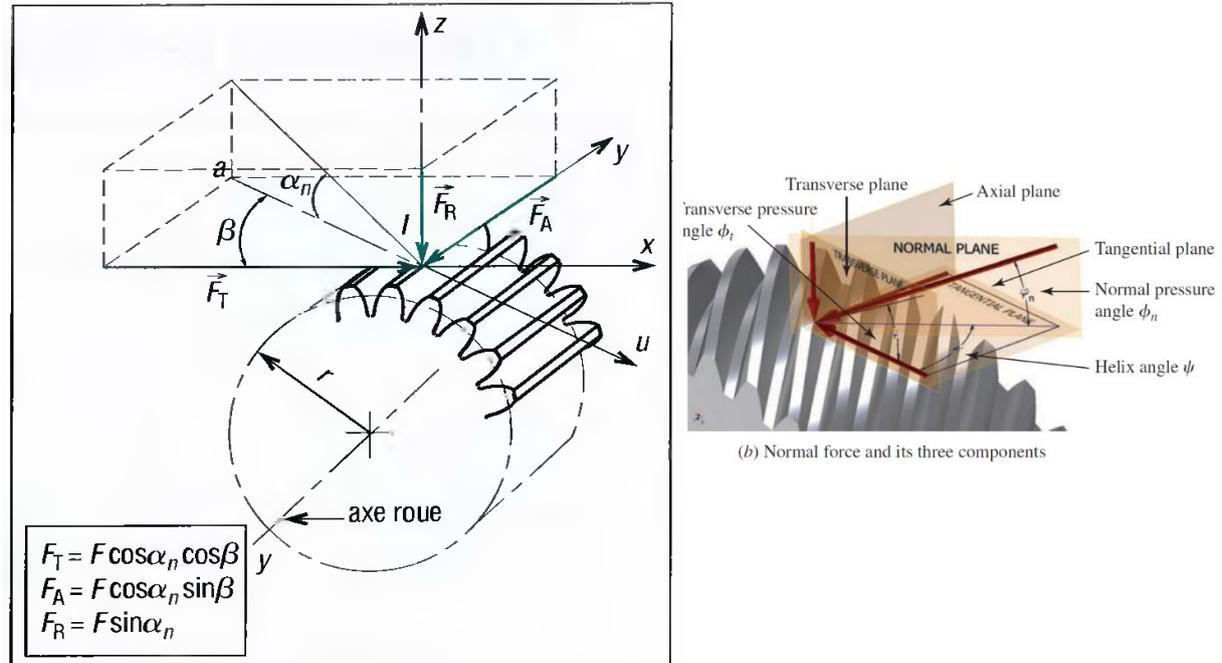


Figure IV-10 : Les efforts exercés sur la denture droite hélicoïdale

Pignon 3 :

$$D_{p3} = 56 \text{ mm}$$

$$C3 = 0.6079 \text{ N m}$$

$$F_{T3} = 21.71 \text{ N}$$

$$F_{A3} = 12.034 \text{ N}$$

$$F_{R3} = 9.0345 \text{ N}$$

La roue 4 :

$$F_{T4} = 21.71 \text{ N}$$

$$F_{A4} = 12.034 \text{ N}$$

$$F_{R4} = 9.0345 \text{ N}$$

4.3.3 Matériaux utilisés :

Le Matériaux plastic idéal pour la fabrication des engrenages en polymère est le Nylon

4.4 Dimensionnement des arbres

4.4.1 Procédure pour le design d'un arbre

- 1 Évaluer la vitesse de rotation (ou la plage de vitesse possible)
- 2 Évaluer la puissance ou le couple que l'arbre va transmettre.
- 3 Déterminer les éléments qui vont être montés sur l'arbre ainsi que leur position respective.
4. Implémenter des solutions constructives pour la liaison pivot.
 - Type (roulement à bille, roulement à rouleau conique, palier hydrodynamique, ...)
 - Quantité
 - Solutions pour les règles de montage des roulements
5. Design de la forme générale de l'arbre en évaluant les solutions pour :
 - . La transmission du couple entre l'arbre et les éléments. (Cannelures, méplat avec vis de pression, clavette, ajustement serré, coupleur, etc. ...)
 - Assurer la prise en charge des forces axiales (épaulements, bagues, etc....)
6. Déterminez la grandeur du couple en chaque point caractéristique de l'arbre.
7. Déterminez les efforts de type :
 - Radial
 - Axial
8. Produire le diagramme des efforts tranchants et des moments fléchissant le long de l'arbre,
9. Sélectionner un matériau.
10. Déterminer la contrainte admissible dépendamment du type de chargement.
11. Calculer le diamètre minimal en chaque point critique de l'arbre.

12. Spécifier les dimensions finales de l'arbre (dimensions préférées), les états de surface et traitements de surfaces, les tolérances dimensionnelles et géométriques, les rayons des congés et la taille des chanfreins et la hauteur des épaulements. Mais également la taille des chemins de clés, des cannelures ainsi que des rainures pour les bagues élastiques ou les joints toriques, les filetages, etc...

3.1.1 Critère de résistance

Il existe plusieurs méthodes de calcul qui permettent le dimensionnement d'un arbre basé sur un critère de résistance.

3.1.1.1 Méthode du Code ASME.

- . C'est la plus simple.
- . Elle permet une estimation pour un design préliminaire
- . Elle est fondée sur une théorie de limitation statique basée sur le cisaillement maximum.
- . Elle n'évalue pas précisément la fatigue de l'arbre.
- . Elle n'évalue pas précisément les facteurs de concentrations de contraintes.

Il existe deux contrainte admissible possible

- Basé sur la limite ultime a la traction

$$S_p = b.0,18R_m \dots\dots\dots(IV.19)$$

- Basé sur la limite élastique

$$S_p = b.0,30R_e \dots\dots\dots(IV.20)$$

S_p : contrainte admissible

R_e : limite élastique

R_m : limite de traction

$b = 1$ sans facteur de concentration de contrainte

$b = 0,75$ Avec facteur de concentration de contrainte

facteur de sécurité :

Chargement	C_m	C_t
Arbre stationnaire		
Charge appliquée lentement	1,0	1,0
Charge appliquée rapidement	1,5	1,5
Arbre de transmission ou de renvoi		
Charge constante ou appliquée lentement	1,5	1,0
Chocs mineurs	2,0	1,5
Chocs majeurs	3,0	2,0

Tableau IV-7 : Facteur de sécurité lié aux fatigues

La formule suivante est basée sur la combinaison d'une contrainte normale et d'une contrainte de cisaillement. C'est souvent le cas pour les arbres de transmission où il y a à la fois un couple (torsion) à transmettre et où les éléments montés induisent une flexion (contrainte normale) et des efforts axiaux.

$$d = \sqrt[3]{\frac{5,1}{s_p} \sqrt{(C_m \times M)^2 + (C_t \times C)^2}} \dots\dots\dots (IV.21)$$

s_p : Contrainte admissible

d : Diamètre minimum de l'arbre

C_m et C_t : Des facteurs de charges et de fatigue

M : Moment fléchissant

C : couple de torsion

Cas d'un arbre chargé uniquement en cisaillement :

Le roulement subit uniquement l'effort tranchant donc pour déterminer les diamètres on utilise le critère de fatigue

$$D = \sqrt{\frac{2,94 \times k_t \times T}{\sigma_e}} \dots\dots\dots (IV.22)$$

σ_e : limite d'endurance

k_t : facteur de concentration de contrainte

T : effort tranchant

$k_t = 2.5$ petit rayon congé

$k_t = 1.5$ large rayon congé

3.1.2 Dimensionnement arbre 1 :

3.1.2.1 Evaluation des efforts exercés sur l'arbre :

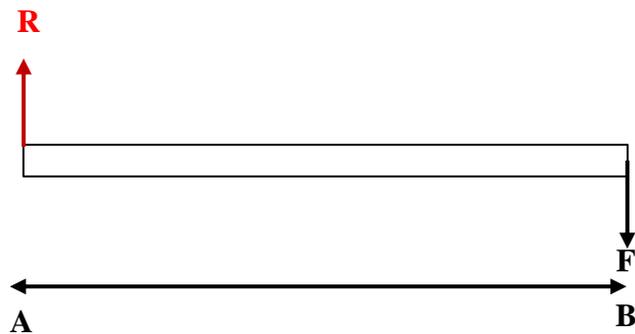


Figure IV-11 : Illustration des efforts appliquée sur l'arbre 1

Les données :

$F = 21.5 \text{ N}$

$L = 50 \text{ mm}$

$\sum \vec{F} = \vec{0} \dots\dots\dots (\text{IV.23})$

$R - F = 0 \dots\dots\dots (\text{IV.24})$

$R = F \dots\dots\dots (\text{IV.25})$

$0 \leq x \leq L :$

$T(x) = R = 21.5 \text{ N} \dots\dots\dots (\text{IV.26})$

$M_f(x) = R \cdot x \dots\dots\dots (\text{IV.27})$

$M_f(0) = 0 \text{ N.m.} \dots\dots\dots (\text{IV.28})$

$M_f(L) = 1.075 \text{ N.m.} \dots\dots\dots (\text{IV.29})$

3.1.2.2 Diagrammes des efforts internes et des moments de flexion :

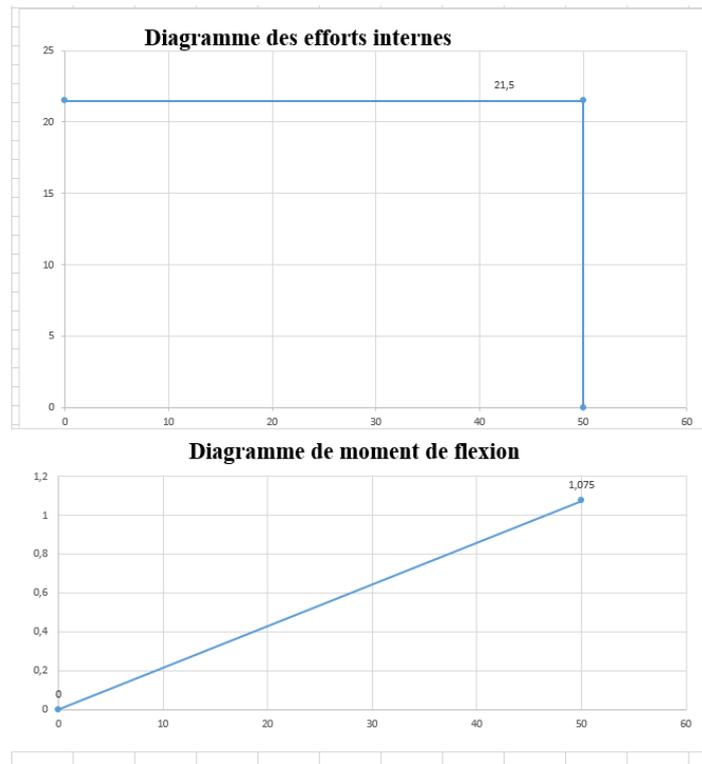


Figure IV-12 : Diagrammes des efforts internes et des moments de flexion

3.1.2.3 Evolution de torsion :

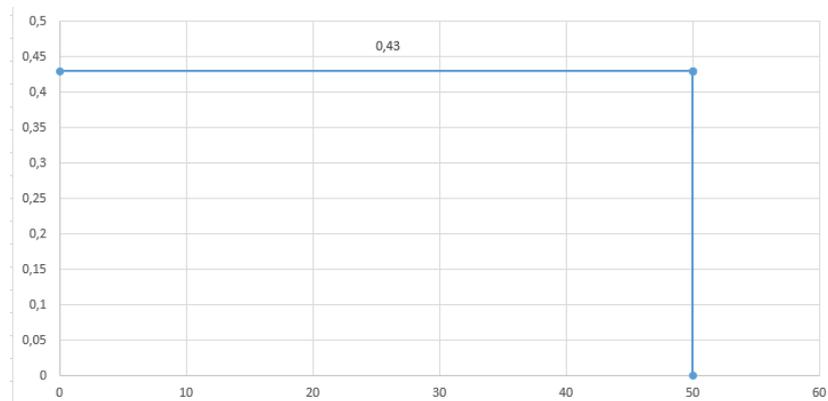


Figure IV-13 : Evolution de torsion

3.1.2.4 Les diamètres :

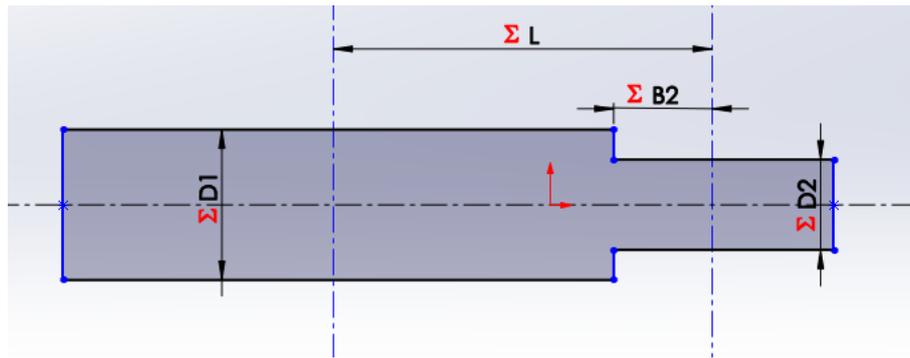


Figure IV-14 : Design préliminaire de l'arbre 1 sur SolidWorks

Matériel utilisé :

Alliage d'aluminium 1060

$R_e = 27 \text{ Mpa}$

résistance à la traction (acier) $R_m = 68 \text{ Mpa}$

$\sigma_e = 120 \text{ Mpa}$

Au point A :

$k_t = 2.5$

$T_1 = 21.5 \text{ N m}$

AN :

$D_{1_{\min}} = 1.148 \text{ mm}$

$D_1 = 15 \text{ mm}$

Au point B :

$M_1 = 1.075 \text{ N m}$

$C = 0,43 \text{ N.m}$

$C_m = 1,5$

$C_t = 1,0$

AN :

$D_{2_{\min}} = 13.267 \text{ mm}$

D2 = 14 mm

3.1.3 Dimensionnement arbre 2 :

3.1.3.1 Plan radial :

a) Evaluation des efforts exercés sur l'arbre :

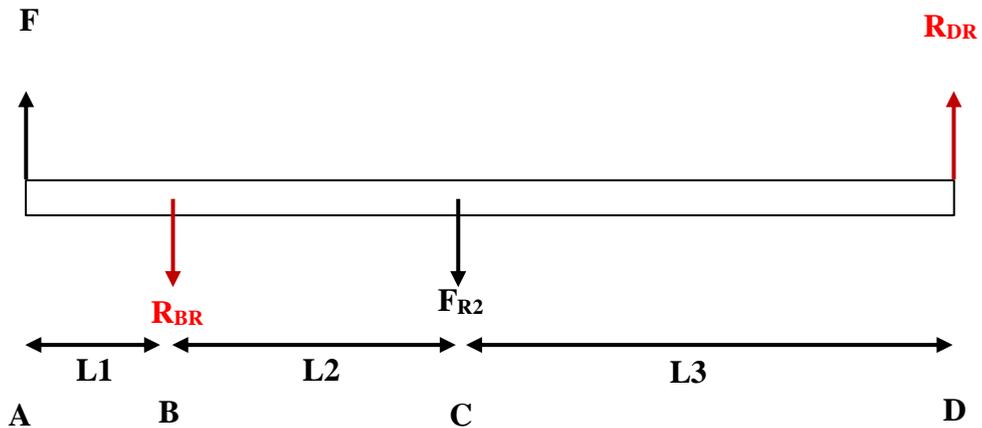


Figure IV-15 : Illustration des efforts appliquée sur l'arbre 2 sur le plan radial

b) Calcul du moment fléchissant M_f et de l'effort tranchant T :

$C_2 = 0.5375 \text{ N m}$

$F_N = 21.5 \text{ N}$

$F_{R2} = 5.8837 \text{ N}$

$L_1 = 35 \text{ mm}$

$L_2 = 70 \text{ mm}$

$L_3 = 120 \text{ mm}$

$\sum \vec{F} = \vec{0} \dots\dots\dots (IV.30)$

$F - R_{br} - F_{r1} + R_{dr} = 0 \dots\dots\dots (IV.31)$

$R_{br} = F - F_{r1} + R_{dr} \dots\dots\dots (IV.32)$

$\sum M /_B = \vec{0} \dots\dots\dots (IV.33)$

$F.L_1 + F_{r1}.L_2 - R_{dr}.(L_2+L_3) = 0 \dots\dots\dots (IV.34)$

$R_{dr} = \frac{F.L_1 + F_{r1}.L_2}{(L_2+L_3)} \dots\dots\dots (IV.35)$

AN :

$$R_{dr} = 6.128 \text{ N}$$

$$R_{br} = 21.745 \text{ N}$$

1 ère tronçon : $0 \leq x \leq L_1$:

$$T_1(x) = -F = -21.5 \text{ N} \dots\dots\dots(\text{IV.36})$$

$$Mf_1(x) = F \cdot x \dots\dots\dots(\text{IV.37})$$

$$Mf_1(0) = 0 \text{ N.m.} \dots\dots\dots(\text{IV.38})$$

$$Mf_1(L_1) = 0.753 \text{ N.m.} \dots\dots\dots(\text{IV.39})$$

2 ème tronçon : $L_1 \leq x \leq L_1+L_2$:

$$T_2(x) = -F + R_{br} = 0.245 \text{ N} \dots\dots\dots(\text{IV.40})$$

$$Mf_2(x) = F \cdot x - R_{br} \cdot (x - L_1) \dots\dots\dots(\text{IV.41})$$

$$Mf_2(L_1) = 0.753 \text{ N.m.} \dots\dots\dots(\text{IV.42})$$

$$Mf_2(L_1+L_2) = 0.735 \text{ N.m.} \dots\dots\dots(\text{IV.43})$$

3 ème tronçon : $0 \leq x \leq L_3$:

$$T_3(x) = -F + R_{br} + F_{r1} = 6.128 \text{ N} \dots\dots\dots(\text{IV.44})$$

$$Mf_3(x) = R_{dr} \cdot x \dots\dots\dots(\text{IV.45})$$

$$Mf_3(0) = 0 \text{ N.m.} \dots\dots\dots(\text{IV.46})$$

$$Mf_3(L_3) = 0.735 \text{ N.m.} \dots\dots\dots(\text{IV.47})$$

c) Diagrammes des efforts internes et des moments de flexion :

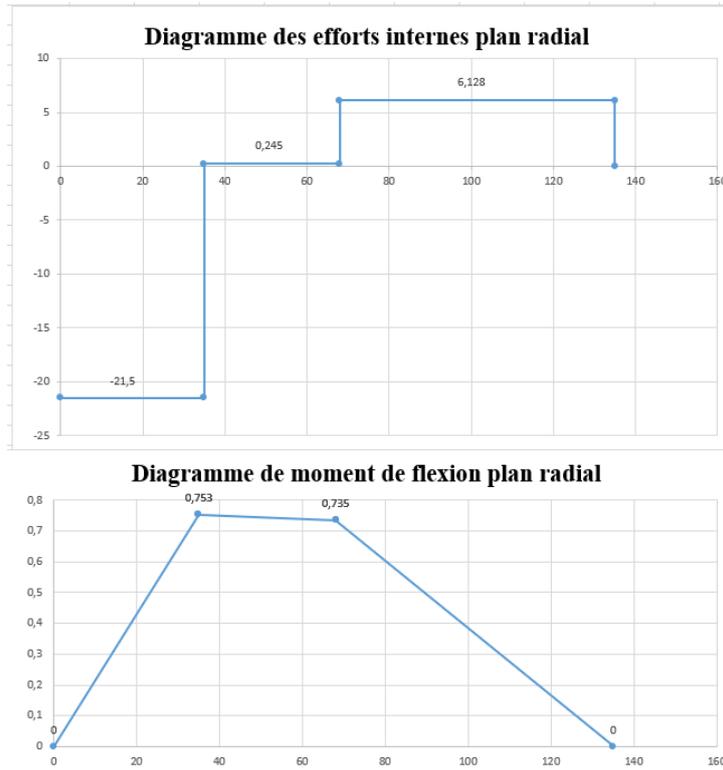


Figure IV-16 : Diagrammes des efforts internes et des moments de flexion

3.1.3.2 Plan tangentiel :

a) Evaluation des efforts exercés sur l'arbre :

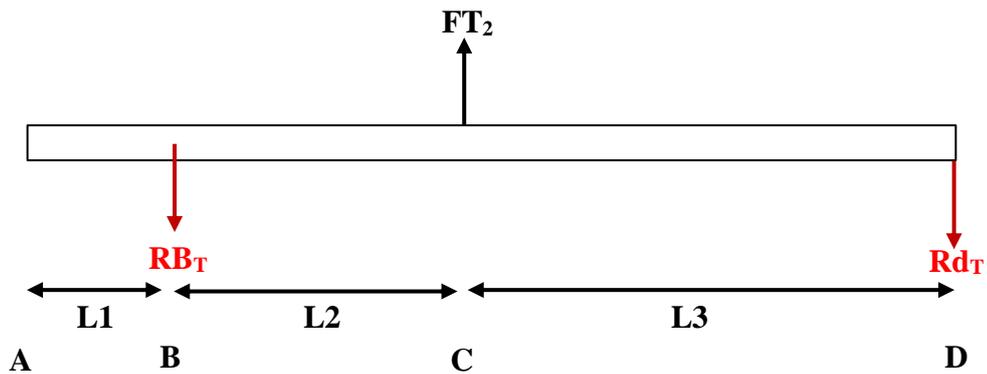


Figure IV-17 : Illustration des efforts appliquée sur l'arbre 2 sur le plan tangentiel

b) Calcul du moment fléchissant M_f et de l'effort tranchant T

$$F_{T2} = 16.1568 \text{ N}$$

$$\sum \vec{F} = \vec{0} \dots\dots\dots (IV.48)$$

$$-R_{bt} + F_{t2} - R_{dt} = 0 \dots\dots\dots (IV.49)$$

$$R_{bt} = F_{t2} - R_{dt} \dots \dots \dots (IV.50)$$

$$\Sigma M / B = \vec{0} \dots \dots \dots (IV.51)$$

$$F_{t1} \cdot L_2 - R_{dt} \cdot (L_2 + L_3) = 0 \dots \dots \dots (IV.52)$$

$$R_{dt} = \frac{F_{t2} \cdot L_2}{(L_2 + L_3)} \dots \dots \dots (IV.53)$$

AN :

$$R_{dt} = 5.953 \text{ N}$$

$$R_{bt} = 10.204 \text{ N}$$

1 ère tronçon : $0 \leq x < L_1$:

$$T_1(x) = 0 \text{ N} \dots \dots \dots (IV.54)$$

$$M_{f1}(x) = 0 \text{ N} \dots \dots \dots (IV.55)$$

2 ème tronçon : $L_1 \leq x \leq L_2$:

$$T_2(x) = -R_{bt} = -10.204 \text{ N} \dots \dots \dots (IV.56)$$

$$M_{f2}(x) = R_{bt} \cdot (x - L_1) \dots \dots \dots (IV.57)$$

$$M_{f2}(L_1) = 0 \text{ N.m} \dots \dots \dots (IV.58)$$

$$M_{f2}(L_2) = 0.714 \text{ N.m} \dots \dots \dots (IV.59)$$

3 ème tronçon : $0 \leq x \leq L_3$:

$$T_3(x) = -R_{bt} + F_{t2} = 5.953 \text{ N} \dots \dots \dots (IV.60)$$

$$M_{f3}(x) = R_{dt} \cdot x \dots \dots \dots (IV.61)$$

$$M_{f3}(0) = 0 \text{ N.m} \dots \dots \dots (IV.62)$$

$$M_{f3}(L_3) = 0.714 \text{ N.m} \dots \dots \dots (IV.63)$$

c) Diagrammes des efforts internes et des moments de flexion :

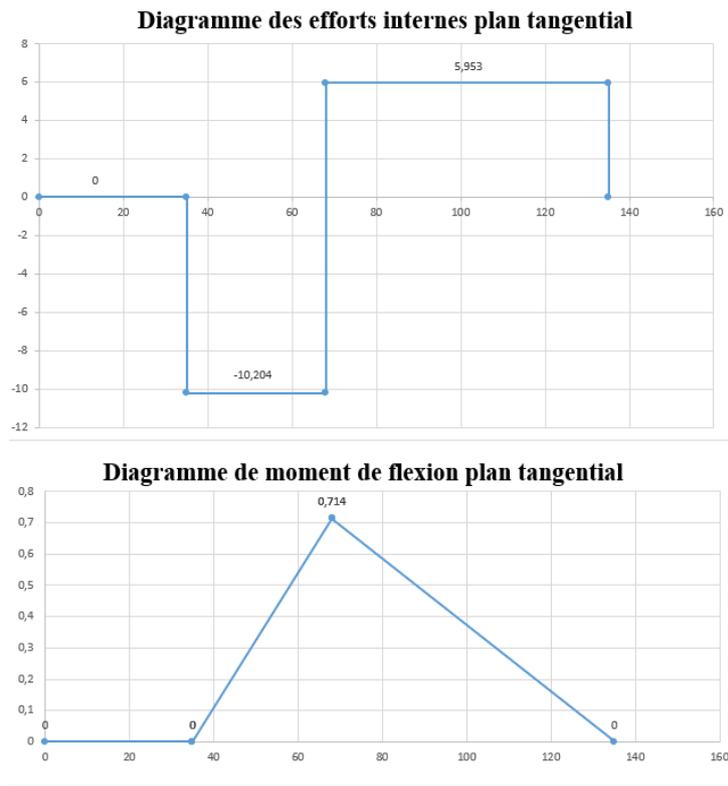


Figure IV-18 : Diagrammes des efforts internes et des moments de flexion

d) Evolution de torsion :

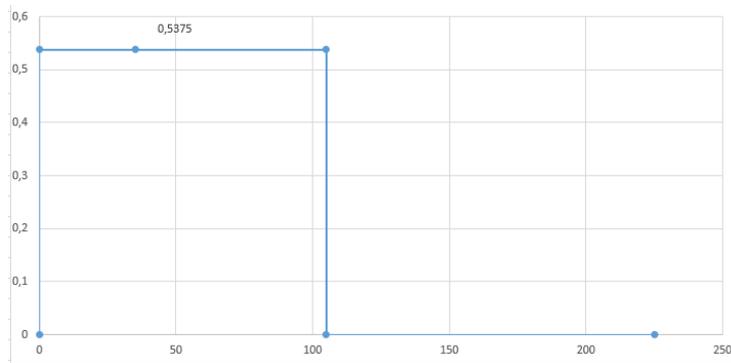


Figure IV-19 : Evolution de torsion Sur l'arbre 2

e) Les diamètres :

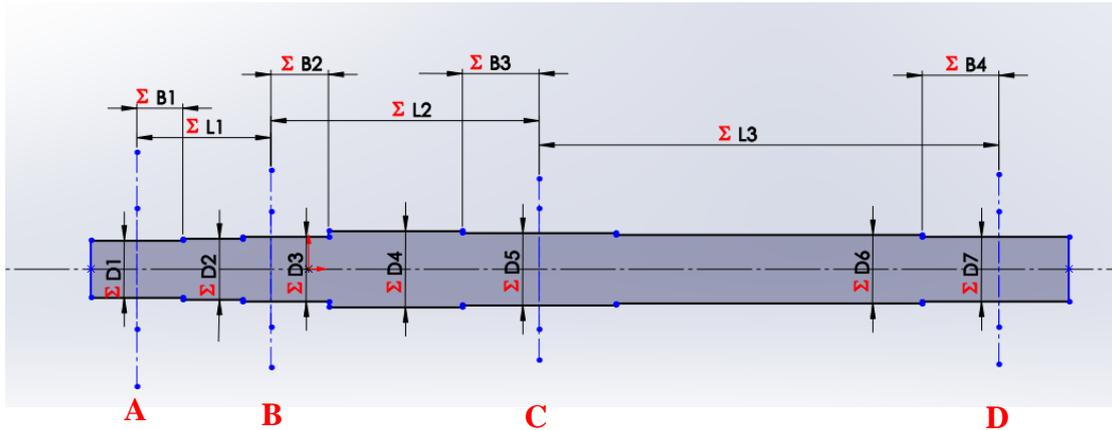


Figure IV-20 : Design préliminaire de l'arbre 2 sur SolidWorks

Au point A :

Le diamètre D1 va porter la grande poulie au point A, on a un épaulement

Moment résultant :

$$M_1 = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ N m}$$

$$C_2 = 0.5375 \text{ N m}$$

Dans notre cas on a un arbre de transmission ou de renvoi parce il support des éléments de machine et il transmette le couple entre chaque élément et les charges constante

$$C_m = 1,5$$

$$C_t = 1,0$$

AN :

$$D_1 = 9.094 \text{ mm}$$

$$D_1 = 10 \text{ mm}$$

Au point B :

Un palier 2 va supporter l'arbre 2 (diamètre D3) donc on a un épaulement et un congé

Moment résultant :

$$M_2 = \sqrt{0.753^2 + 0^2} = 0.753 \text{ N m}$$

$$C_2 = 0.5375 \text{ N m}$$

$$C_m = 1,5$$

$$C_t = 1,0$$

AN :

$$D_3 = 12 \text{ mm}$$

Au point C :

On monte pignon 1 dans l'arbre, on a un épaulement et un taraudage pour le fixer

Moment résultant :

$$M_3 = \sqrt{0.735^2 + 0.714^2} = 1.0247 \text{ N m}$$

$$C_2 = 0.5375 \text{ N m}$$

$$C_m = 1,5$$

$$C_t = 1,0$$

AN :

$$D_{5\text{min}} = 13.158 \text{ mm}$$

$$D_5 = 14 \text{ mm}$$

Au point D :

On va baser notre calcul sur le critère de fatigue dû à l'effort tranchant parce que le roulement supporte uniquement l'effort tranchant et l'arbre sera machiné sur le Tour

$k_t = 2.5$ (on a un petit rayon congé pour le roulement)

Effort tranchant résultant :

$$T = \sqrt{6.128^2 + 5.953^2} = 8.543 \text{ N}$$

AN :

$$D_{7\text{min}} = 0.723 \text{ mm}$$

$$D_7 = 12 \text{ mm}$$

Les autres diamètres :

$$D1 < D2 < D3$$

$$D2 = 11 \text{ mm}$$

$$D3 < D4$$

$$D4 = 14 \text{ mm}$$

$$D5 < D6 < D7$$

$$D6 = 13 \text{ mm}$$

3.1.4 Dimensionnement arbre 3 :

3.1.4.1 Plan radial :

a) Evaluation des efforts exercés sur l'arbre :

Note :

La force axiale ne provoque pas la flexion de l'arbre donc nous ne le prenons pas en compte pour le Dimensionnement de l'arbre

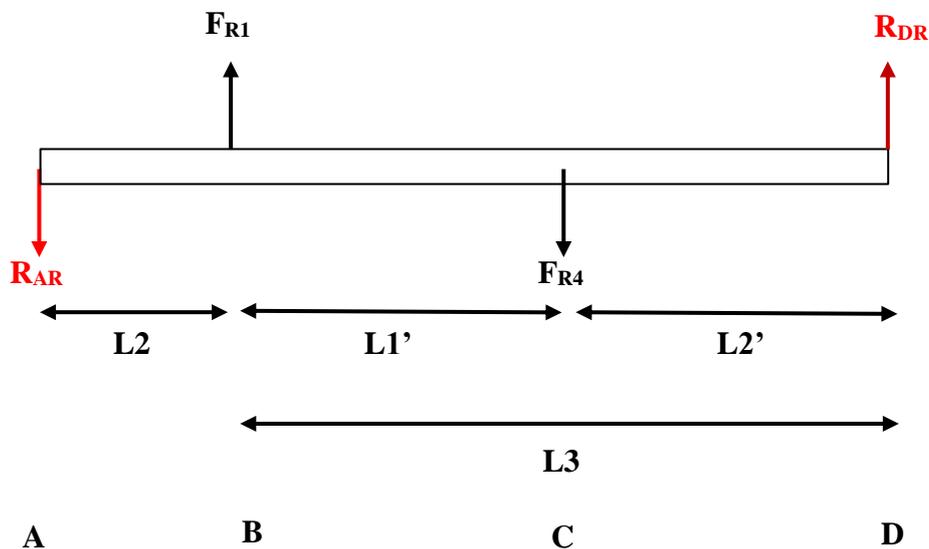


Figure IV-21 : Illustration des efforts appliquée sur l'arbre 3 sur le plan radial

$$C3 = 0.6079 \text{ N m}$$

$$F_{R1} = 5.8837 \text{ N}$$

$$F_{R4} = 9.0345 \text{ N}$$

$$L_2 = 70 \text{ mm}$$

$$L_1' = 60 \text{ mm}$$

$$L_2' = 60 \text{ mm}$$

$$L_1' + L_2' = L_3 = 120 \text{ mm}$$

b) Calcul du moment fléchissant M_f et de l'effort tranchant T

$$\sum \vec{F} = \vec{0} \dots\dots\dots (IV.64)$$

$$-R_{ar} + F_{r1} - F_{r4} + R_{dr} = 0 \dots\dots\dots (IV.65)$$

$$R_{ar} = F_{r1} - F_{r4} + R_{dr} \dots\dots\dots (IV.66)$$

$$\sum M/A = \vec{0} \dots\dots\dots (IV.67)$$

$$-F_{r1} \cdot L_2 + F_{r4} \cdot (L_2 + L_1') - R_{dr} \cdot (L_2 + L_3) = \dots\dots\dots (IV.68)$$

$$R_{dr} = \frac{F_{r4} \cdot (L_2 + L_1') - F_{r1} \cdot L_2}{(L_2 + L_3)} \dots\dots\dots (IV.69)$$

AN :

$$R_{dr} = 4.014 \text{ N}$$

$$R_{ar} = 0.863 \text{ N}$$

1 ère tronçon : $0 \leq x \leq L_2$:

$$T_1(x) = R_{ar} = 0.863 \text{ N} \dots\dots\dots (IV.70)$$

$$M_{f1}(x) = R_{ar} \cdot x \dots\dots\dots (IV.71)$$

$$M_{f1}(0) = 0 \text{ N.m} \dots\dots\dots (IV.72)$$

$$M_{f1}(L_1) = 0.06 \text{ N.m} \dots\dots\dots (IV.73)$$

2 ème tronçon : $L_2 \leq x \leq L_1' + L_2$:

$$T_2(x) = R_{ar} - F_{r1} = -5.021 \text{ N} \dots\dots\dots (IV.74)$$

$$M_{f2}(x) = R_{ar} \cdot x - F_{r1} \cdot (x - L_2) \dots\dots\dots (IV.75)$$

$$M_{f2}(L_1) = 0.06 \text{ N.m}$$

$$Mf_2 (L_1+L_2) = 0.241 \text{ N.m}$$

3^{ème} tronçon : $0 \leq x \leq L_2'$:

$$T_3 (x) = R_{ar} - F_{T1} + F_{T4} = 4.014 \text{ N} \dots \dots \dots (IV.76)$$

$$Mf_3 (x) = - R_{dr}.x \dots \dots \dots (IV.77)$$

$$Mf_3 (0) = 0 \text{ N.m} \dots \dots \dots (IV.78)$$

$$Mf_3 (L_3) = 0.241 \text{ N.m} \dots \dots \dots (IV.79)$$

c) Diagrammes des efforts internes et des moments de flexion :

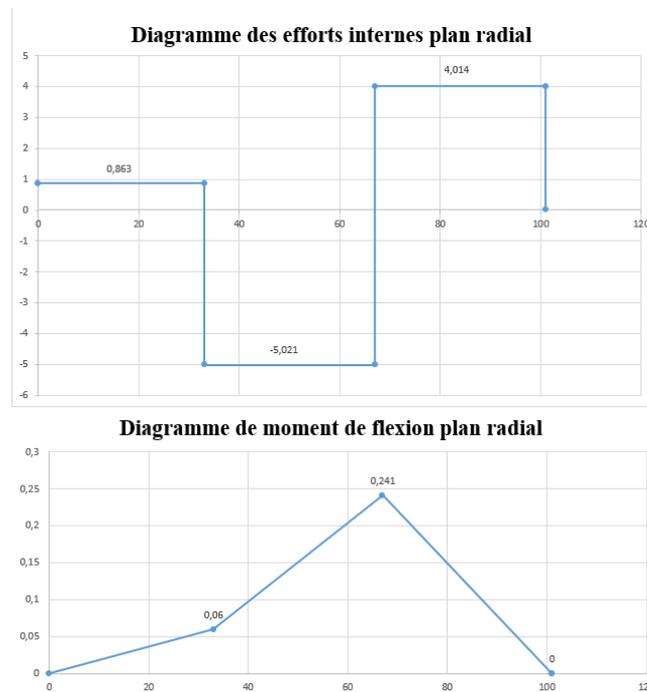


Figure IV-22 : Diagrammes des efforts internes et des moments de flexion

3.1.4.2 Plan tangentiel:

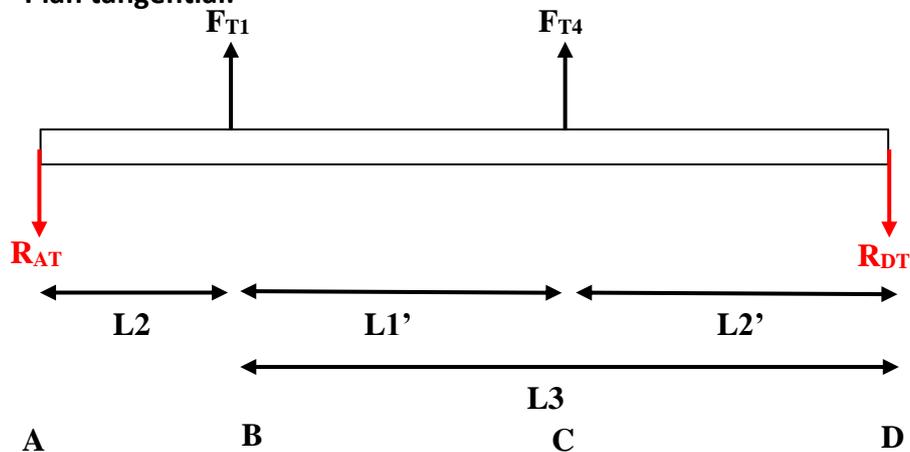


Figure IV-23 : Illustration des efforts appliquée sur l'arbre 3 sur le plan tangentiel

a) Calcul du moment fléchissant M_f et de l'effort tranchant T :

$$F_{T1} = 16.1654 \text{ N}$$

$$F_{T4} = 21.71 \text{ N}$$

$$\sum \vec{F} = \vec{0} \dots\dots\dots (IV.80)$$

$$-R_{at} + F_{t1} + F_{t4} - R_{dt} = 0 \dots\dots\dots (IV.81)$$

$$R_{at} = F_{t1} + F_{t4} - R_{dt} \dots\dots\dots (IV.82)$$

$$\sum M/A = \vec{0} \dots\dots\dots (IV.83)$$

$$R_{dt} \cdot (L_2 + L_3) - F_{t4} \cdot (L_2 + L_1') - F_{t1} \cdot L_2 = 0 \dots\dots\dots (IV.84)$$

$$R_{dt} = \frac{F_{t4} \cdot (L_2 + L_1') + F_{t1} \cdot L_2}{(L_2 + L_3)} \dots\dots\dots (IV.85)$$

AN :

$$R_{dt} = 20.81 \text{ N}$$

$$R_{at} = 15.265 \text{ N}$$

1 ère tronçon : $0 \leq x < L_2$:

$$T_1(x) = R_{at} = 15.265 \text{ N} \dots\dots\dots (IV.86)$$

$$M_{f1}(x) = R_{at} \cdot x \dots\dots\dots (IV.87)$$

$$M_{f1}(0) = 0 \text{ N.m} \dots\dots\dots (IV.88)$$

$$M_{f1}(L_2) = 1.069 \text{ N.m} \dots\dots\dots (IV.89)$$

2 ème tronçon : $L_2 \leq x \leq L_2 + L_1'$:

$$T_2(x) = R_{at} - F_{t1} = -0.9 \text{ N} \dots\dots\dots (IV.90)$$

$$M_{f2}(x) = R_{at} \cdot X - F_{t1}(x - L_2) \dots\dots\dots (IV.91)$$

$$M_{f2}(L_2) = 1.069 \text{ N.m} \dots\dots\dots (IV.92)$$

$$M_{f2}(L_2 + L_1') = 1.015 \text{ N.m} \dots\dots\dots (IV.93)$$

3 ème tronçon : $0 \leq x \leq L_2'$:

$$T_3(x) = R_{dt} = 20.81 \text{ N} \dots \dots \dots (\text{IV.94})$$

$$Mf_3(x) = R_{dt} \cdot x \dots \dots \dots (\text{IV.95})$$

$$Mf_3(0) = 0 \text{ N.m}$$

$$Mf_3(L_2') = 1.015 \text{ N.m}$$

b) Diagrammes des efforts internes et des moments de flexion :

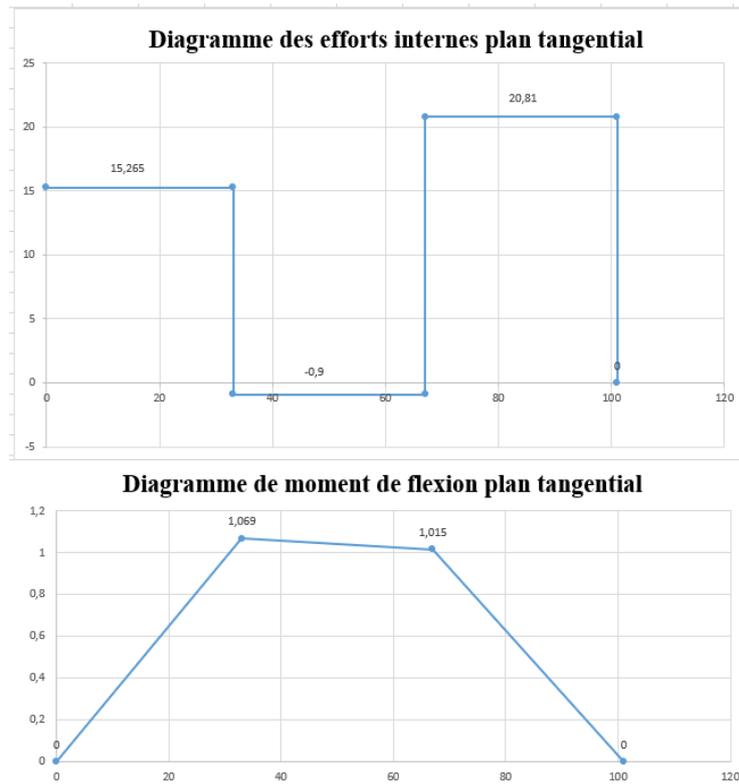


Figure IV-24 : Diagrammes des efforts internes et des moments de flexion

c) Evolution de torsion

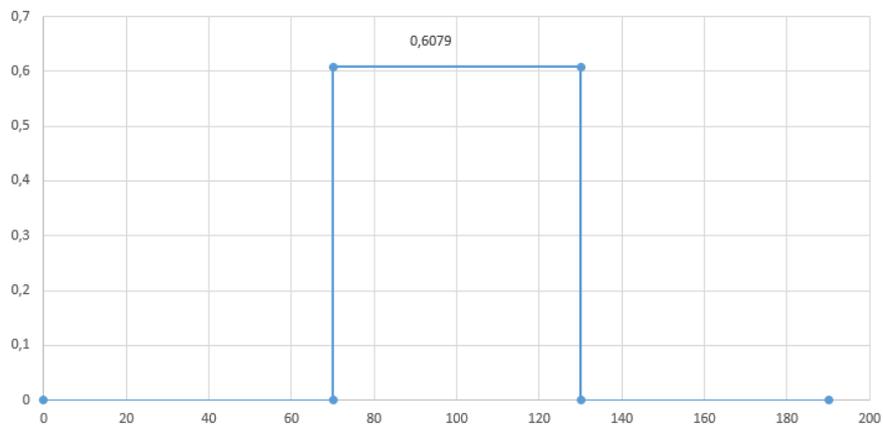


Figure IV-25 : Evolution de torsion Sur l'arbre 3

3.1.4.3 Les diamètres :

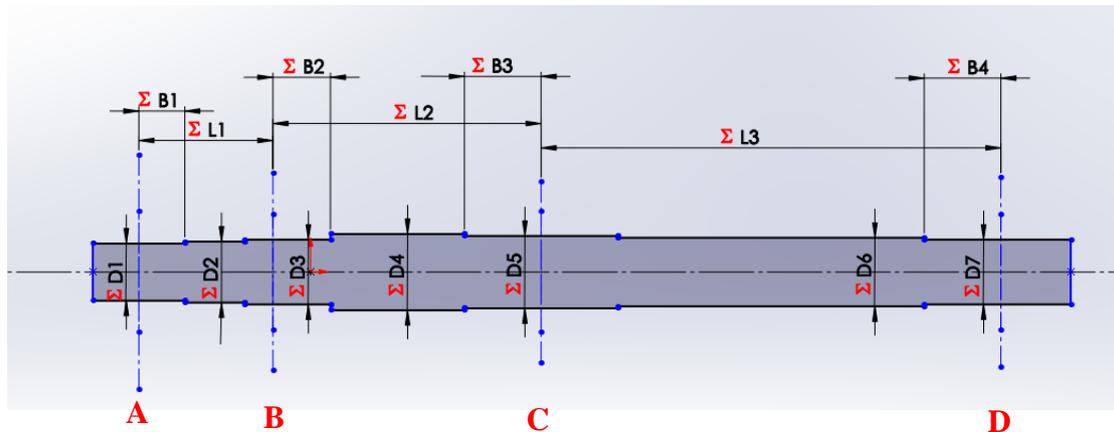


Figure IV-26 : Design préliminaire de l'arbre 3 sur SolidWorks

Au point A :

$$M_2 = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ N m}$$

$$C_3 = 0.6079 \text{ N m}$$

$$C_m = 1,5$$

$$C_t = 1,0$$

AN :

$$D_{1\text{min}} = 9.475 \text{ mm}$$

$$D_1 = 12 \text{ mm}$$

Au point B :

$$M_2 = \sqrt{0.06^2 + 1.069^2} = 1.0706 \text{ N m}$$

$$C_3 = 0.6079 \text{ N m}$$

$$C_m = 1,5$$

$$C_t = 1,0$$

AN :

$$D_{3\text{min}} = 13.393 \text{ mm}$$

$$D_3 = 14 \text{ mm}$$

Au point C :

On monte pignon 1 dans l'arbre, on a un épaulement et un taraudage pour le fixer

Moment résultant :

$$M_3 = \sqrt{0.241^2 + 1.015^2} = 1.0432 \text{ N m}$$

$$C_3 = 0.6079 \text{ N m}$$

$$C_m = 1,5$$

$$C_t = 1,0$$

AN :

$$D_{5\min} = 13.293 \text{ mm}$$

$$D_5 = 15 \text{ mm}$$

Au point D :

Effort tranchant résultant :

$$T = \sqrt{4.014^2 + 20.81^2} = 21.194 \text{ N m}$$

AN :

$$D_{7\min} = 1.139 \text{ mm}$$

$$D_7 = 12 \text{ mm}$$

Les autres diamètres :

$$D_1 < D_2 < D_3$$

$$D_2 = 13 \text{ mm}$$

$$D_3 < D_4$$

$$D_4 = 16 \text{ mm}$$

$$D_5 < D_6 < D_7$$

$$D_6 = 13 \text{ mm}$$

3.1.5 Dimensionnement arbre 4 :

3.1.5.1 Plan radial :

a) Evaluation des efforts exercés sur l'arbre :

Balourd :

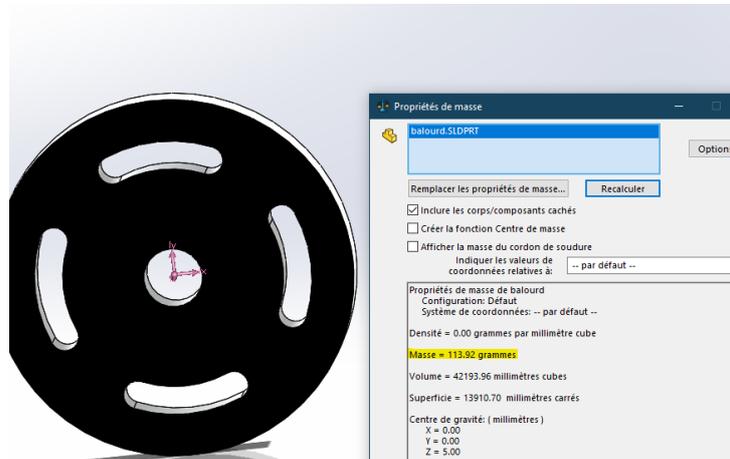


Figure IV-27 : Propriétés de masse de balourd

$$P = m \cdot g \dots\dots\dots (IV.96)$$

$$P = 0.11392 \cdot 10 = 1.1392 \text{ N}$$

Dans notre projet on va provoquer le problème de balourd

On peut utiliser deux disques

Disque 1 :

On ajoute une petite masse pour provoquer le phénomène de balourd

Disque 2 :

On ajoute une masse entière dans une trou de différents matériaux l'acier par exemple et on remarque la différence



Figure IV-29 : Disque 1



Figure IV- 28 : Disque 2

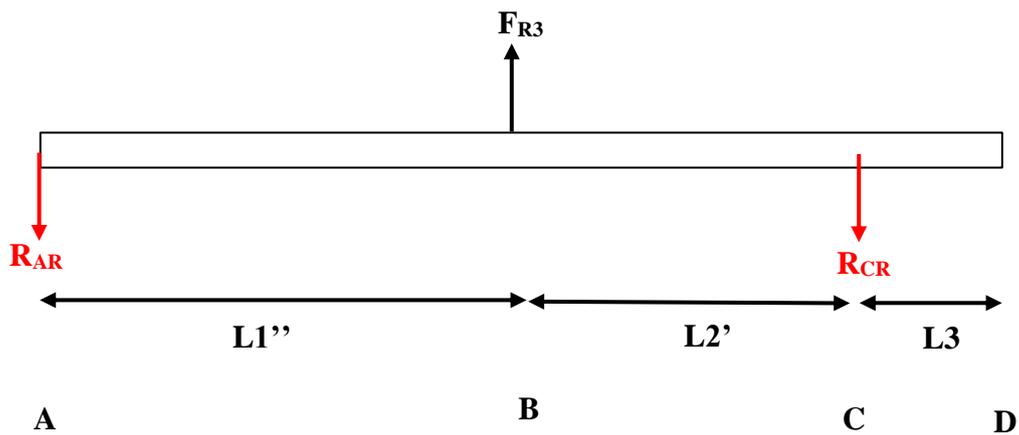


Figure IV-30 : Illustration des efforts appliquée sur l'arbre 4 sur le plan tangentiel

$$C4 = 0.9599$$

$$F_{R3} = 9.0345 \text{ N}$$

$$L_1'' = L_2 + L_1' = 130 \text{ mm}$$

$$L_2' = 60 \text{ mm}$$

$$L_3 = 50 \text{ mm}$$

b) Calcul du moment fléchissant M_f et de l'effort tranchant T

$$\sum \vec{F} = \vec{0} \dots\dots\dots(\text{IV.97})$$

$$-R_{ar} + F_{r3} - R_{cr} = 0 \dots\dots\dots (IV.98)$$

$$R_{ar} = F_{r3} - R_{cr} \dots\dots\dots (IV.99)$$

$$\sum M / A = \vec{0} \dots\dots\dots (IV.101)$$

$$F_{r3} \cdot L_1'' - R_{cr} \cdot (L_1'' + L_2') = 0 \dots\dots\dots (IV.102)$$

$$R_{cr} = \frac{F_{r3} \cdot L_1''}{(L_1'' + L_2')} \dots\dots\dots (IV.103)$$

AN :

$$R_{cr} = 6.182 \text{ N}$$

$$R_{ar} = 2.853 \text{ N}$$

1 ère tronçon : $0 \leq x \leq L_1''$:

$$T_1(x) = R_{ar} = 2.853 \text{ N} \dots\dots\dots (IV.104)$$

$$M_{f1}(x) = R_{ar} \cdot x \dots\dots\dots (IV.105)$$

$$M_{f1}(0) = 0 \text{ N.m}$$

$$M_{f1}(L_1'') = 0.371 \text{ N.m}$$

2 ème tronçon : $L_1'' \leq x \leq L_1'' + L_2'$:

$$T_2(x) = R_{ar} - F_{r3} = - 6.182 \text{ N} \dots\dots\dots (IV.106)$$

$$M_{f2}(x) = R_{ar} \cdot x - F_{r3} \cdot (x - L_1'') \dots\dots\dots (IV.107)$$

$$M_{f2}(L_1'') = 0.371 \text{ N.m}$$

$$M_{f2}(L_1'' + L_2') = 0 \text{ N.m}$$

3 ème tronçon : $L_1'' + L_2' \leq x \leq L_3$:

$$T_2(x) = R_{ar} - F_{r3} - R_{cr} = - 12.363 \text{ N} \dots\dots\dots (IV.108)$$

$$M_{f2}(x) = R_{ar} \cdot x - F_{r3} \cdot (x - L_1'') + R_{cr} \cdot (x - (L_1'' + L_2')) \dots\dots\dots (IV.109)$$

$$M_{f3}(L_1'' + L_2') = 0 \text{ N.m}$$

$$M_{f3}(L_3) = 0 \text{ N.m}$$

c) Diagrammes des efforts internes et des moments de flexion :

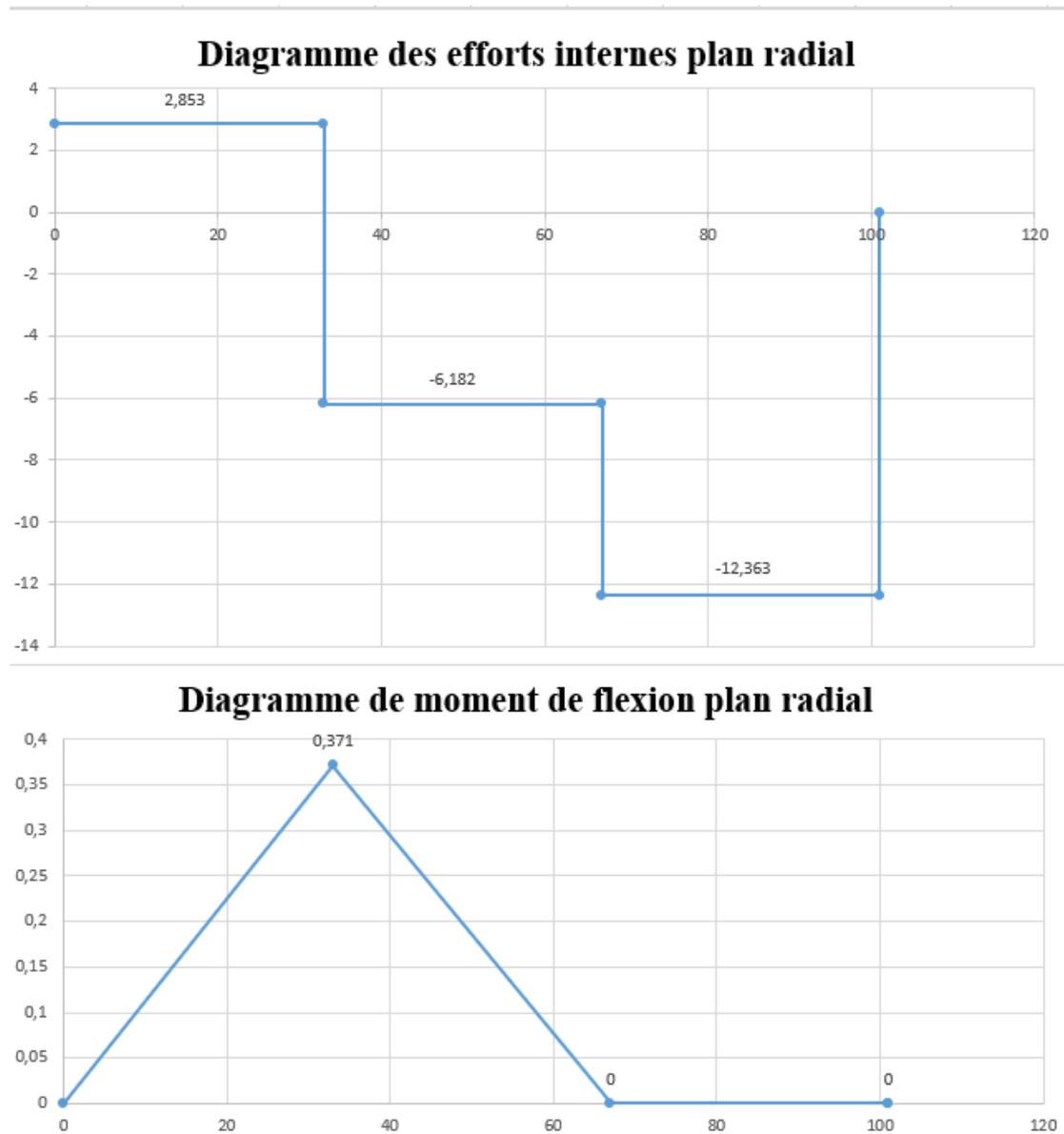


Figure IV-31 : Diagrammes des efforts internes et des moments de flexion

3.1.5.2 Plan tangentiel:

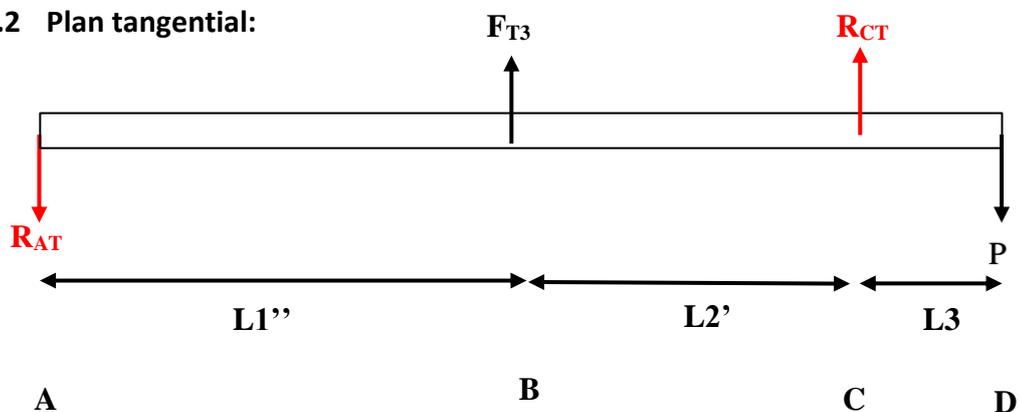


Figure IV-32 : Illustration des efforts appliquée sur l'arbre 4 sur le plan tangentiel

$$F_{T3} = 21.71 \text{ N}$$

$$P = 1.1392 \text{ N}$$

a) Calcul du moment fléchissant M_f et de l'effort tranchant T

$$\sum \vec{F} = \vec{0} \dots \dots \dots (IV.110)$$

$$-R_{aT} + F_{T3} + R_{cT} - P = 0 \dots \dots \dots (IV.111)$$

$$R_{aT} = F_{T3} + R_{cT} - P \dots \dots \dots (IV.112)$$

$$\sum M/A = \vec{0} \dots \dots \dots (IV.113)$$

$$F_{T3} \cdot L_1'' + R_{cT} \cdot (L_1'' + L_2') - P \cdot (L_1'' + L_2' + L_3) = 0 \dots \dots \dots (IV.114)$$

$$R_{ct} = \frac{-F_{T3} \cdot L_1'' + P \cdot (L_1'' + L_2' + L_3)}{(L_1'' + L_2')} \dots \dots \dots (IV.115)$$

AN :

$$R_{ct} = - 13.415 \text{ N}$$

$$R_{at} = 7.156 \text{ N}$$

1 ère tronçon : $0 \leq x \leq L_1''$:

$$T_1(x) = R_{aT} = 7.156 \text{ N} \dots \dots \dots (IV.116)$$

$$M_{f1}(x) = R_{aT} \cdot x \dots \dots \dots (IV.117)$$

$$M_{f1}(0) = 0 \text{ N.m}$$

$$M_{f1}(L_1'') = 0.93 \text{ N.m}$$

2 ème tronçon : $L_1'' \leq x \leq L_1'' + L_2'$:

$$T_2(x) = R_{aT} - F_{T3} = - 14.554 \text{ N} \dots \dots \dots (IV.118)$$

$$M_{f2}(x) = R_{aT} \cdot x - F_{T3} \cdot (x - L_1'') \dots \dots \dots (IV.119)$$

$$M_{f2}(L_1'') = 0.93 \text{ N.m}$$

$$M_{f2}(L_1'' + L_2') = 0.057 \text{ N.m}$$

3 ème tronçon : $0 \leq x \leq L_3$:

$$T_2(x) = R_{at} - F_{T3} - R_{cT} = - 1.139 \text{ N} \dots \dots \dots (IV.120)$$

$$Mf_2(x) = P \cdot x \dots\dots\dots(IV.121)$$

$$Mf_3(0) = 0 \text{ N.m}$$

$$Mf_3(L_3) = 0.057 \text{ N.m}$$

b) Diagrammes des efforts internes et des moments de flexion :

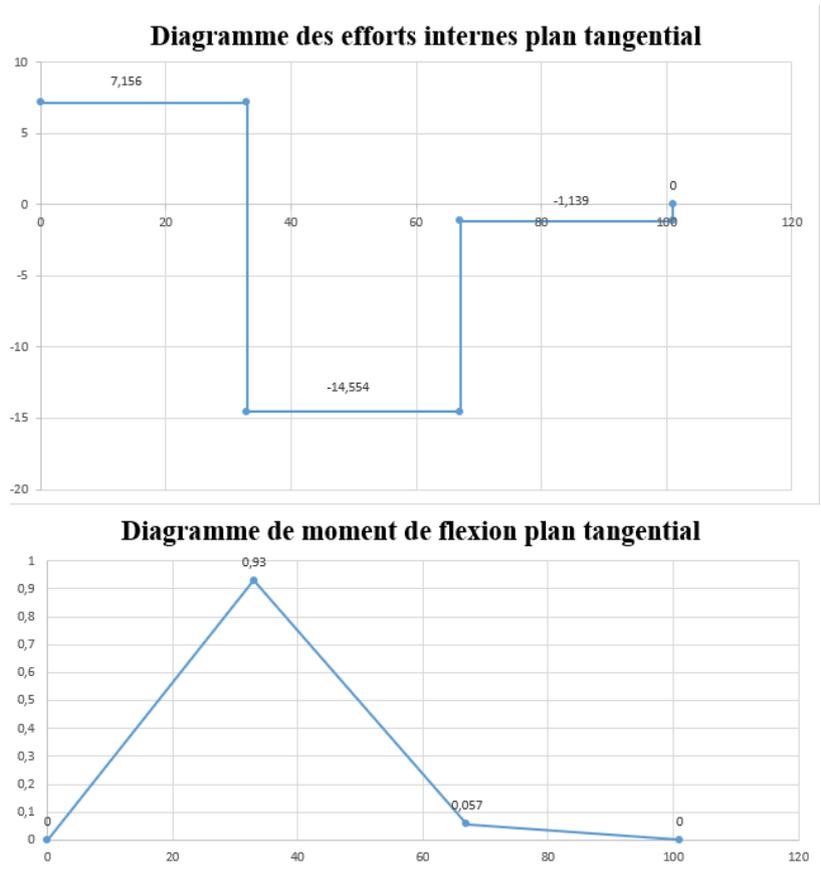


Figure IV-33 : Diagrammes des efforts internes et des moments de flexion

c) Evolution de torsion

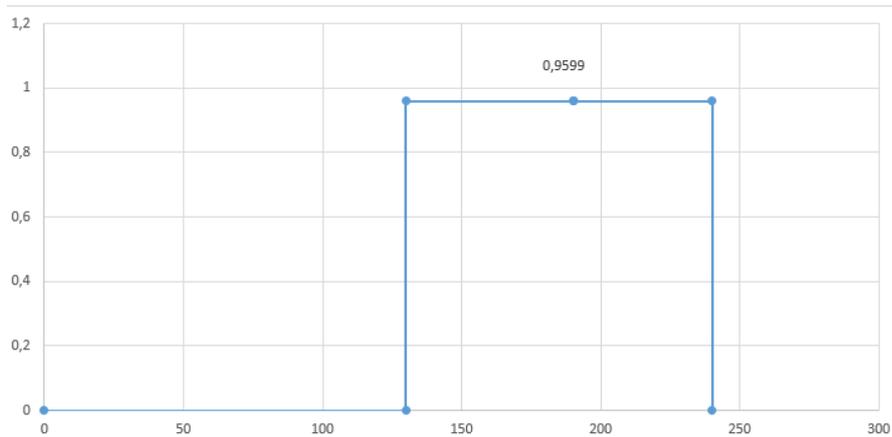


Figure IV-34 : Evolution de torsion sur l'arbre 4

d) Les diamètres :

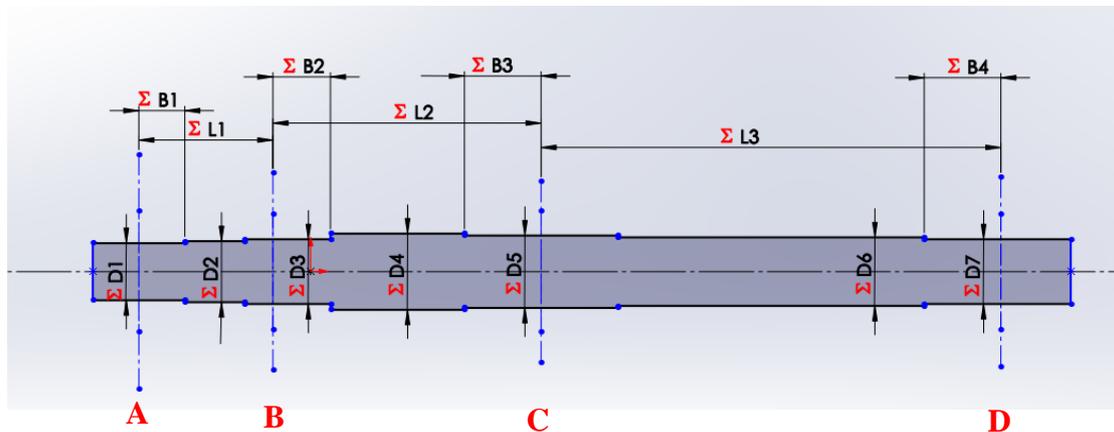


Figure IV-35 : Design préliminaire de l'arbre 4 sur SolidWorks

Au point A :

Effort tranchant résultant :

$$T = \sqrt{2.853^2 + 7.156^2} = 7.704 \text{ N m}$$

AN :

$$D1_{\min} = 0.687 \text{ mm}$$

$$D1 = 12 \text{ mm}$$

Au point B :

$$M_2 = \sqrt{0.371^2 + 0.93^2} = 1.001 \text{ N m}$$

$$C4 = 0.9599 \text{ N m}$$

$$C_m = 1,5$$

$$C_t = 1,0$$

AN :

$$D_{3\min} = 13.56 \text{ mm}$$

$$D_3 = 14 \text{ mm}$$

Au point C :

Moment résultant :

$$M_3 = \sqrt{0.057^2 + 0^2} = 0.057 \text{ N m}$$

$$C_4 = 0.9599 \text{ N m}$$

$$C_m = 1,5$$

$$C_t = 1,0$$

AN :

$$D_{5\min} = 11.048 \text{ mm}$$

$$D_5 = 14 \text{ mm}$$

Au point D :

$$M_3 = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ N m}$$

$$C_4 = 0.9599 \text{ N m}$$

$$C_m = 1,5$$

$$C_t = 1,0$$

AN :

$$D_{7\min} = 11.033 \text{ mm}$$

$$D_7 = 12 \text{ mm}$$

Les autres diamètres :

$$D_1 < D_2 < D_3$$

D2 = 13 mm

D3 < D4

D4 = 16 mm

D5 < D6 < D7

D6 = 13 mm

3.1.6 Calcul entraxe entre les arbres :

Arbre 2 et 3 :

$$a1 = \frac{m(Z_1 + Z_2)}{2} \dots\dots\dots (IV.122)$$

a1 = 70.875 mm

Arbre 3 et 4 :

$$a2 = \frac{mt(Z_1 + Z_2)}{2} \dots\dots\dots (IV.123)$$

a2 = 62 mm

3.1.7 Choix de roulement :

Le roulement choisit ont la norme SKF, (groupe multinational suédois, leader mondial dans le domaine du roulement mécanique).

Palier 1 :

Diamètre = 15 mm.

15	24	5	1,9	1,1	0,048	-	17 000	0,0074	▶ 61802-2RS1	-
	24	5	1,9	1,1	0,048	60 000	30 000	0,0074	▶ 61802-ZZ	-
	24	5	1,9	1,1	0,048	60 000	38 000	0,0065	▶ 61802	-

Tableau IV-8 : Extraire de catalogue SKF de dimensionnement des roulements

Palier 2,3,4,5,6, et 7 :

Diamètre = 12 mm

Dimensions d'encombrement			Charges de base		Limite de fatigue	Vitesses de base		Masse	Désignations Roulement	
d	D	B	dynamique C	statique C ₀	P _u	Vitesse de référence	Vitesse limite ¹⁾	kg	ouvert ou protégé des deux côtés	protégé d'un côté ¹⁾
mm			kN		kN	tr/min			-	
12	21	5	1,74	0,915	0,039	-	20 000	0,0063	▶ 61801-2RS1	-
	21	5	1,74	0,915	0,039	70 000	36 000	0,0063	▶ 61801-ZZ	-
	21	5	1,74	0,915	0,039	70 000	43 000	0,0063	▶ 61801	-

Tableau IV-9 : Extraire de catalogue SKF de dimensionnement des roulements

3.1.8 Durée de vie :

Le paramètre principal qui définit la durée de vie d'un roulement est la charge appliquée

$$\frac{L_2}{L_1} = \left(\frac{F_1}{F_2}\right)^k \dots\dots\dots(IV.124)$$

L_2 : durée de vie pour une charge F_2 – tours

L_1 : durée de vie pour une charge F_1 – tours

$K= 3$ pour les roulements à billes

$K= 3.33$ pour les roulements à rouleaux

Le fabricant donne généralement des valeurs de charges acceptables pour que 90 % des roulement durent plus de 1 million de rotation

$$F_1 = c_r$$

c_r : c'est la charge dynamique maximum pour 10^6 tour

$$L_1 = 10^6 \text{ tour}$$

3.1.8.1 La charge radiale seulement :

Palier 1,2,3,4,7 on a la charge radiale seulement

Palier 1 :

La charge radiale équivalente :

$$F_2 = R = 21.5 \text{ N} = 0.0215 \text{ KN}$$

D'après le tableau 8

$$L_1 = 10^6 \text{ tour}$$

$$F_1 = 1.9 \text{ KN}$$

$$F_2 = 0.0215 \text{ KN}$$

$$K = 3$$

$$\text{Donc } L_2 = 6.902 * 10^{11} \text{ tours}$$

Palier 2 :

$$F_2 = \sqrt{R_{br}^2 + R_{bt}^2} \dots\dots\dots(IV.125)$$

$$F_2 = \sqrt{21.745^2 + 10.204^2} = 24.02 \text{ N} = 0.024 \text{ KN}$$

D'après le tableau 9

$$L_1 = 10^6 \text{ tour}$$

$$F_1 = 1.74 \text{ KN}$$

$$F_2 = 0.024 \text{ KN}$$

$$K = 3$$

$$\text{Donc } L_2 = \mathbf{3.811 * 10^{11} \text{ tours}}$$

Palier 3 :

$$F_2 = \sqrt{R_{dr}^2 + R_{dt}^2} \dots\dots\dots(IV.126)$$

$$F_2 = \sqrt{6.128^2 + 5.953^2} = 8.5435 \text{ N} = 8.54 * 10^{-3} \text{ KN}$$

D'après le tableau 9

$$L_1 = 10^6 \text{ tour}$$

$$F_1 = 1.74 \text{ KN}$$

$$F_2 = 8.54 * 10^{-3} \text{ KN}$$

$$K = 3$$

$$\text{Donc } L_2 = \mathbf{8.458 * 10^{12} \text{ tours}}$$

Palier 4 :

$$F_2 = \sqrt{R_{at}^2 + R_{at}^2} \dots\dots\dots(IV.127)$$

$$F_2 = \sqrt{0.863^2 + 15.265^2} = 15.289 \text{ N} = 0.0152 \text{ KN}$$

D'après le tableau 9

$$L_1 = 10^6 \text{ tour}$$

$$F_1 = 1.74 \text{ KN}$$

$$F_2 = 0.0152 \text{ KN}$$

$K = 3$

Donc $L_2 = 1.5 * 10^{12}$ tours

Palier 7 :

$F_2 = \sqrt{R_{cr}^2 + R_{ct}^2} \dots\dots\dots(IV.128)$

$F_2 = \sqrt{6.182^2 + 13.415^2} = 14.77 \text{ N} = 0.01477 \text{ KN}$

D'après le tableau 9

$L_1 = 10^6$ tour

$F_1 = 1.74 \text{ KN}$

$F_2 = 0.01477 \text{ KN}$

$K = 3$

Donc $L_2 = 1.635 * 10^{12}$ tours

3.1.8.2 La charge radiale et axial :

Pour calculer la durée de vie d'un roulement qui subit de la charge radial et axial on calcul la charge équivalente combiné (la charge axial et radial).

On a une force axiale due au pignon hélicoïdale 3 et la roue hélicoïdale 4 appliquer sur palier 4 et 5

Palier 5 et palier 6 :

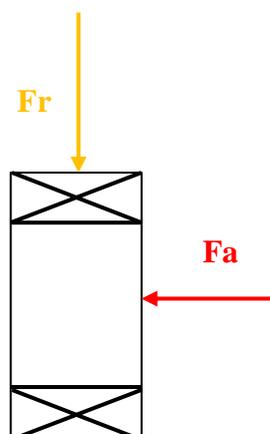


Figure IV-37 : Les efforts exercés sur palier 6

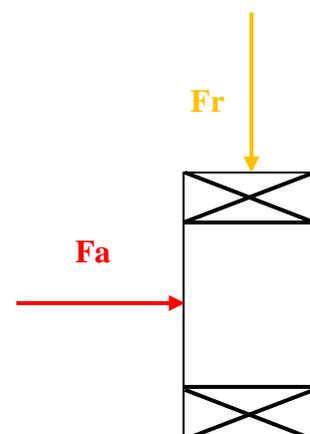


Figure IV-36 : Les efforts exercés sur palier 5

$$Re = V \cdot X \cdot R + Y \cdot T \dots\dots\dots(IV.129)$$

Re : Charge équivalente

V : Facteur de rotation

V = 1 si la bague intérieure tourne

V = 1.2 si la bague extérieure tourne

Dans notre cas la bague intérieure qui tourne

R : charge radiale

T : Charge axiale

X : facteur radial

Y : facteur axial

$\frac{F_a}{C_{dr}}$	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y
0.014	0.19				2.30
0.028	0.22				1.99
0.056	0.26				1.71
0.084	0.28				1.55
0.11	0.30	1	0	0.56	1.45
0.17	0.34				1.31
0.28	0.38				1.15
0.42	0.42				1.04
0.56	0.44				1.00

Tableau IV-10 : Les coefficients X et Y de catalogue Koyo

Palier 5 :

$$Fr = \sqrt{Rdr^2 + Rdt^2} \dots\dots\dots(IV.130)$$

$$Fr = \sqrt{4.014^2 + 20.81^2} = 21.1936 \text{ N}$$

$$Fa = F_{A3} = 12.034 \text{ N}$$

On calcule d'abord le rapport de la charge axial et radial

$$Fa/Fr = 0.99$$

Donc on place dans $Fa/Fr > e$

$$X = 0.56$$

$$Y = 1.45$$

AN :

$$Re = 1 * 0.56 * 21.1936 + 1.45 * 12.034 = 29.3177 \text{ N}$$

$$L_1 = 10^6 \text{ tour}$$

$$F_1 = 1.74 \text{ KN}$$

$$F_2 = Re = 0.0293 \text{ KN}$$

$$K = 3$$

$$\text{Donc } L_2 = 2.094 * 10^{11} \text{ tours}$$

Palier 6 :

$$Fr = \sqrt{Rcr^2 + Rct^2} \dots\dots\dots(IV.131)$$

$$Fr = \sqrt{6.182^2 + 13.415^2} = 14.77 \text{ N}$$

$$Fa = F_{A4} = 12.034 \text{ N}$$

$$Fa/Fr = 0.81$$

$$Fa/Fr > e \dots\dots\dots(IV.132)$$

$$X = 0.56$$

$$Y = 1.45$$

AN :

$$Re = 1 * 0.56 * 14.77 + 1.45 * 12.034 = 25.7205 \text{ N}$$

$$L_1 = 10^6 \text{ tour}$$

$$F_1 = 1.74 \text{ KN}$$

$$F_2 = Re = 0.0257 \text{ KN}$$

$$K = 3$$

$$\text{Donc } L_2 = 3.103 * 10^{11} \text{ tours}$$

3.2 Conclusion :

Dans ce chapitre on a entamé le calcul et le dimensionnement des différentes éléments de notre banc d'essai, on a respecté les normes Iso, ASME ainsi que les conditions de montage afin de faciliter le montage de banc d'essai et pouvoir provoquer les défauts facilement.

Conclusion générale et perspectives

Le travail présenté dans ce mémoire de Master s'est porté sur **Conception d'un Banc D'essai Pour L'analyse vibratoire et Acoustique**

Notre but consistait à faire la conception et le dimensionnement d'un banc d'essai pédagogique afin d'analyser le comportement vibratoire et acoustique des différents éléments composant le système et mettre en évidence des phénomènes vibro-acoustique créés par des défauts mécaniques.

Nous avons commencé par une recherche bibliographique des différents bancs d'essai mécanique dont on a présenté quelque exemple suivi d'une vue générale du banc d'essai d'analyse vibratoire et acoustique ainsi le matériel utilisé tel que les capteurs vibratoires et les microphones utilisés.

Dans la seconde partie du mémoire, Nous avons présenté le principe de l'analyse vibratoire et acoustique, nous avons cité Les déferlantes signatures fréquentielles et les spectres des différents défauts ainsi les différents mode d'analyse.

Dans la troisième partie, nous avons analysé le problème. C'est dans ce cadre que nous avons réalisé une analyse fonctionnelle pour posséder aux solutions technologiques après on a fait le choix des éléments pour les modéliser sur SolidWorks.

Enfin la dernière partie a été réservée aux calculs et dimensionnement des différents éléments de notre banc d'essai.

Toutes ces étapes mentionnées précédemment nous permettent d'entamer sans problème la réalisation de ce banc d'essai.

Enfin, ce travail a été pour nous une occasion pour améliorer nos connaissances en matière de conception et dimensionnement et surtout la pratique sur le logiciel de CFAO SolidWorks et d'avoir une initiation au domaine de l'analyse vibratoire et acoustique.

Les perspectives futures Nous espérons que les futurs étudiants de master termineront la réalisation de ce banc d'essai.

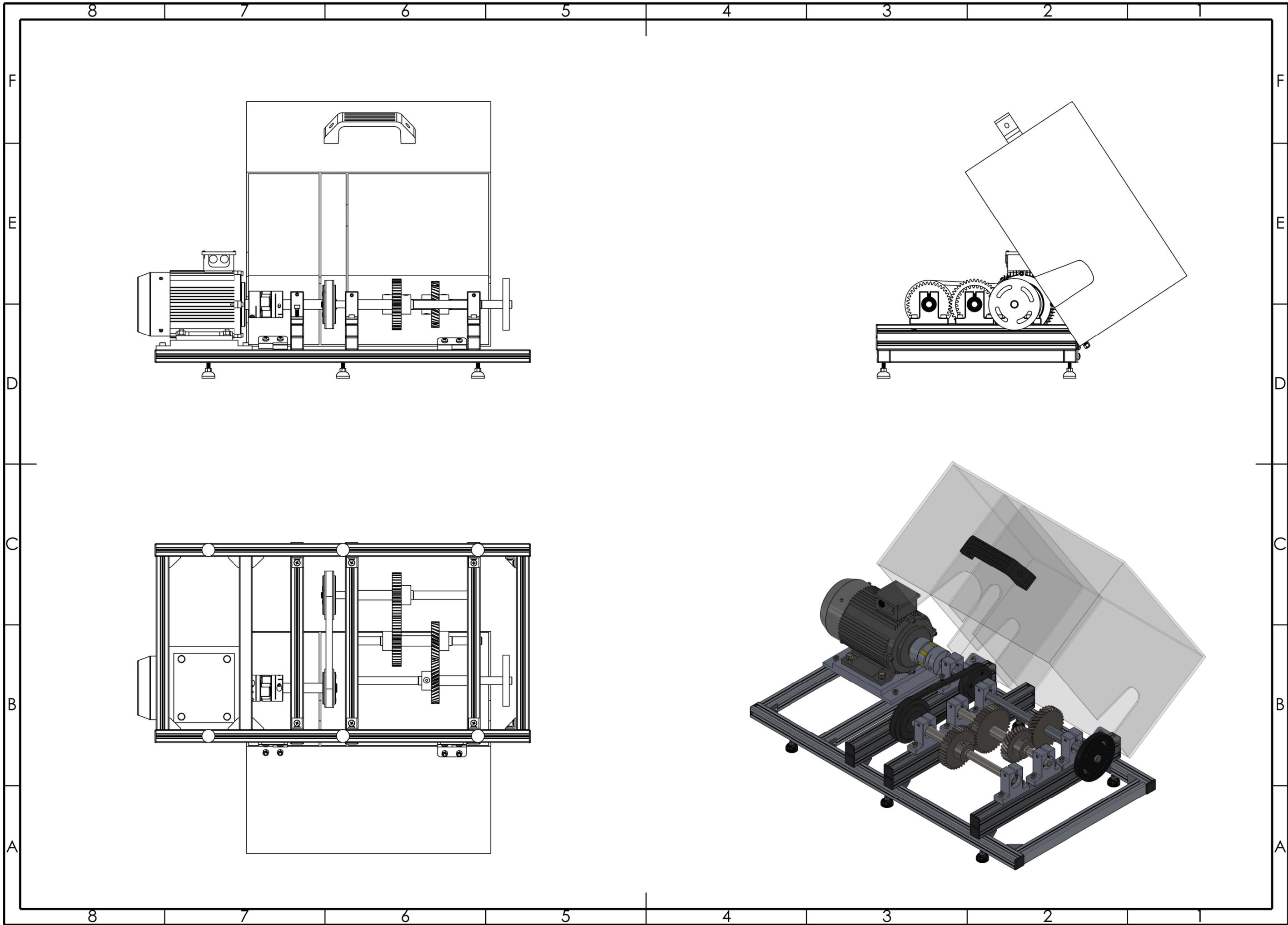
Bibliographie

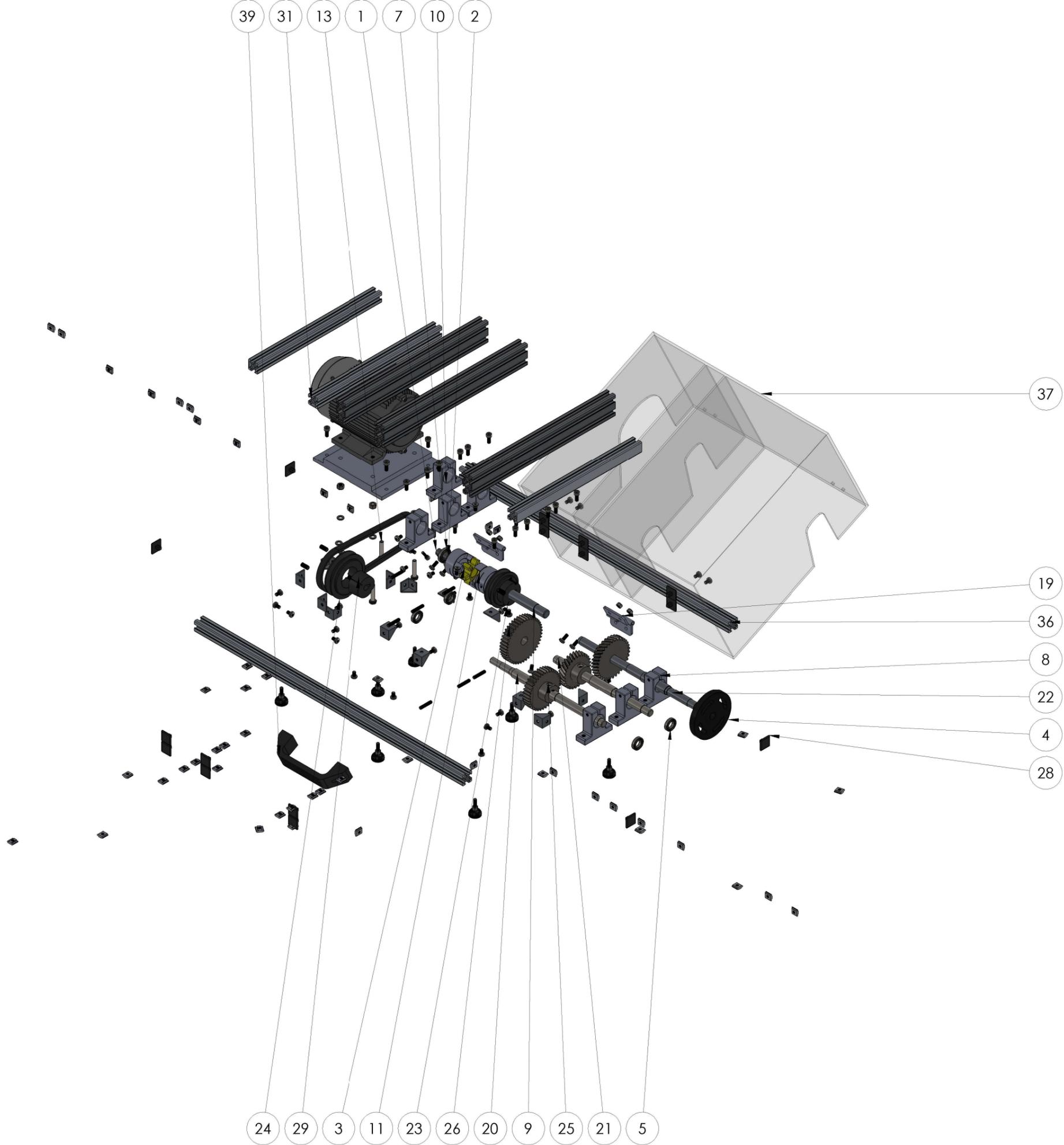
- [1] Diagnostic vibratoire en maintenance préventive. C, Boulenger .A & Pachaud. Dunod Paris, 1998.
- [2] <https://fr.wikipedia.org/wiki/Wikipédia>.
- [3] Fanchon, Jean-Louis. Guide des sciences et technologies industrielles. La Plaine-Saint-Denis/Paris, 2011. page 373.
- [4] Guide des sciences et technologies industrielles. La Plaine-Saint-Denis/Paris , 2011. p. 365.
- [5] Guide des sciences et technologies industrielles. La Plaine-Saint-Denis/Paris : 2011. p. 367.
- [6] obert L. Mott, Edward M. Vavrek, Jyhwen Wang. Machine Elements in Mechanical Design. 2018. p. 400. Vol. 6.
- [7] Fanchon, Jean-Louis. Guide des sciences et technologies industrielles. La Plaine-Saint-Denis/Paris , 2011.
- [8] D, Augeix. analyse vibratoire des machines tournante, Techniques de l'ingénieur. 2001.
- [9] L, Bolaers. F et Dron. J.P et Rasolofondraibe. Prédiction et suivi de l'évolution d'un écaillage de fatigue de roulement par analyse vibratoire ' XVIème Congrès Français mécanique', Nice, 2003.
- [10] stratégies de maintenance 'chapitre 24', Analyse des machines tournantes.
- [11] Foued, Landolsi. Cours de Techniques de Surveillance Partie 'Surveillance des machines par analyse vibratoire'. 2010.
- [12] Pachaud, Alain Boulenger et Christian. Surveillance des machines par analyse des vibrations. Dunod Paris , 2009.
- [13] M, Chaouch. « diagnostic vibratoire des machines tournantes » thèse de magistère université de Badgé Mokhtar . Annaba, 2006.
- [14] Stratégies de maintenance 'chapitre 24', Analyse des machines tournantes.
- [15] An analytical model for the prediction of the vibration response of rolling element bearings due to localized defect, Journal of sound and vibration. Tandon .N, Choudury. A, 1997.
- [16] 'les roulements, des composants à surveiller de près 'guide d'achat Mesures N°754. Carreau. D, CETIM. avril 2003.
- [17] "Crest factor and kurtosis contributions to identify defects inducing periodical impulsive forces", Mechanical Systems and Signal Processing, 903-916. C, Pachaud. 1997.

Bibliographie

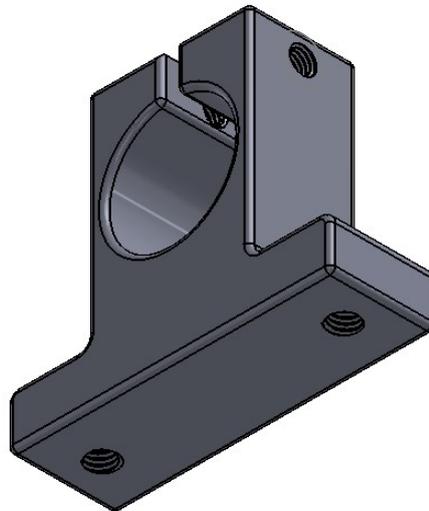
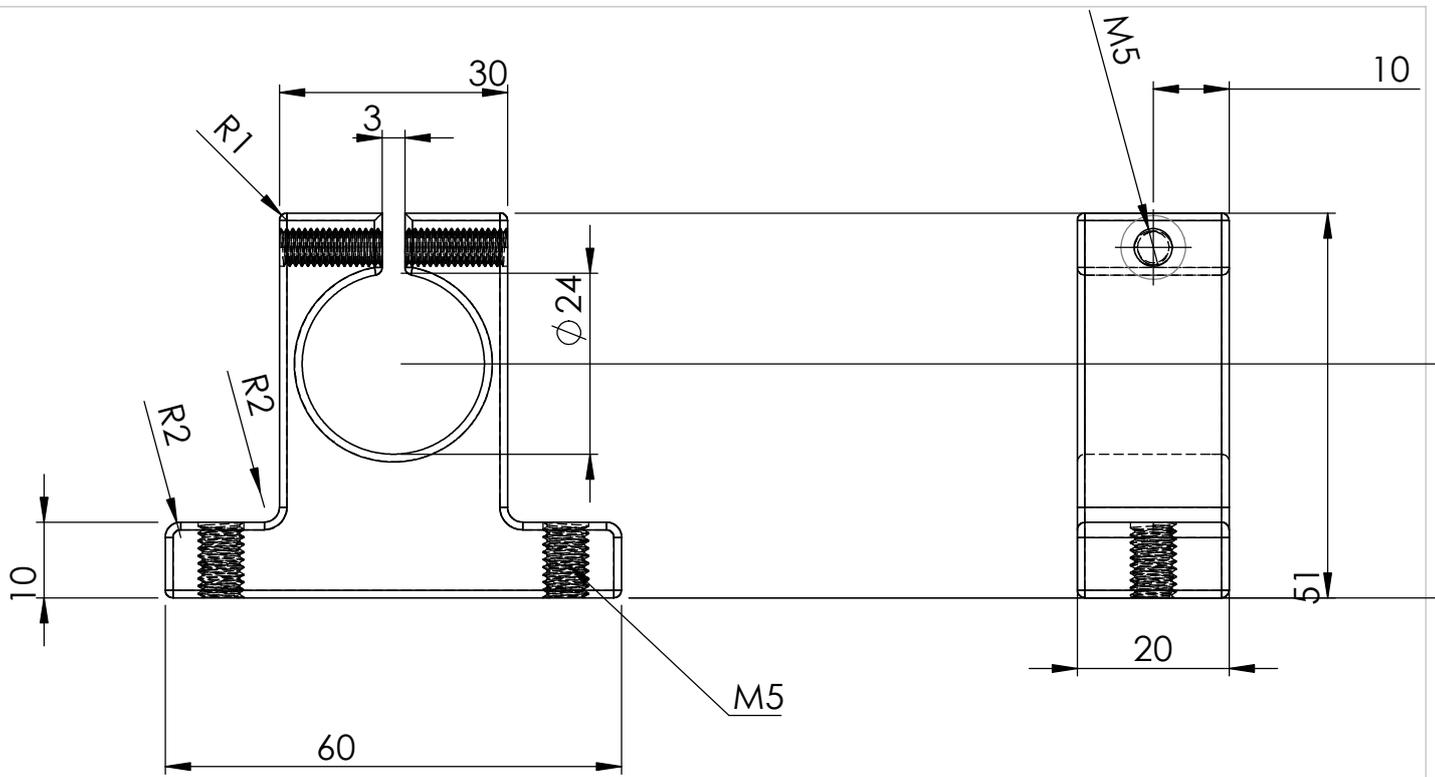
- [18] Application of Statistical Moments to Bearing Failure Detection , Applied Acoustics. Martin .H . R, Honarvar. F. 1995.
- [19] Contribution à l'étude et au développement d'un système intégré de suivi de l'endommagement des composants mécaniques sur les machines tournantes 'Application au développement et au choix des outils d'analyse et de mesure vibratoire '.O, Cousinard. 2002.
- [20] Darrel .R, Harting. Demodulated Resonance Analysis 'A Powerful Incipient Failure Detection Technique' ISA Transactions. 1992.
- [21] JD, Mc Fadden .PD & Smith. Vibration monitoring of rolling element bearings by the high frequency resonance technique. 1984.
- [22] jerome Antoni, Menad Sidahmed. Controle et diagnostic a partir des signaux acoustique et vibratoires. compière
- [23] <https://www.pce-france.fr/systemes/capteurs-vibrations.htm>.
- [24] <https://www.onupkeep.com/learning/maintenance-applications/acoustic-analysis>.
- [25] <https://moteur-electrique-pro.fr/produit/moteur-0-06-kw-1500-triphas-b3/>.
- [26] <https://elementsindustriels.fr/lanalyse-acoustique-pour-la-maintenance-predictive-directement-depuis-les-microcontrolleurs/>.
- [27] <https://www.lftechnologies.fr/banc-essai-mecanique/banc-de-torsion>.
- [28] Migeon, Christophe. Émission acoustique et analyse vibratoire pour l'étude des défauts de roulements pour différents régimes moteurs. s.l. : Mécanique [physics.med-ph], 2011.
- [29] <https://lva.insa-lyon.fr/fr/content/bancs-de-mesures>.
- [30] GARNIER, Bernard. Vibrations des structures industrielles - Notions de physique des vibrations. 2009.

Dessin d'ensemble et dessin de définition





No. ARTICLE	NUMERO DE PIECE	QTE
1	arbre	1
2	ACOUPLEMENT	1
3	SPARKER	1
4	balourd	1
5	SKF - 61801	6
7	SKF - 61802	1
8	support palier	6
9	Arbre 1	1
10	support palier1	1
11	ACOUPLEMENT1	1
12	Washer ISO 7092 - 6	10
13	ISO 4014 - M6 x 30 x 18-C	4
14	ISO - 4034 - M6 - S	1
15	ISO - 4034 - M6 - C	1
16	3 842 992 889/50mm	22
17	ISO 4762 M5 x 12 - 12S	18
18	ISO 4762 M4 x 16 - 16S	2
19	loquet	4
20	Arbre 2	1
21	Arbre 3	1
22	Arbre 4	1
23	petit POULIE	1
24	GRAND POULIE	1
25	PIGNO 1	1
26	LA ROUE 2	1
27	PIGNO3	1
28	3 842 992 889/50mm	16
29	Courroie	1
30	LA ROUE 4	1
31	moteur	1
32	ISO 10642 - M5 x 12 - 12S	4
33	ISO 7045 - M5 x 8 - Z - 8S	4
34	ISO 7045 - M5 x 12 - Z - 12S	4
35	ISO 7042-M5-S	4
36	structure mobile	1
37	cage	1
38	ISO 4029 - M5 x 25-S	7
39	poigné	1



faculté de technologie
génie mécanique

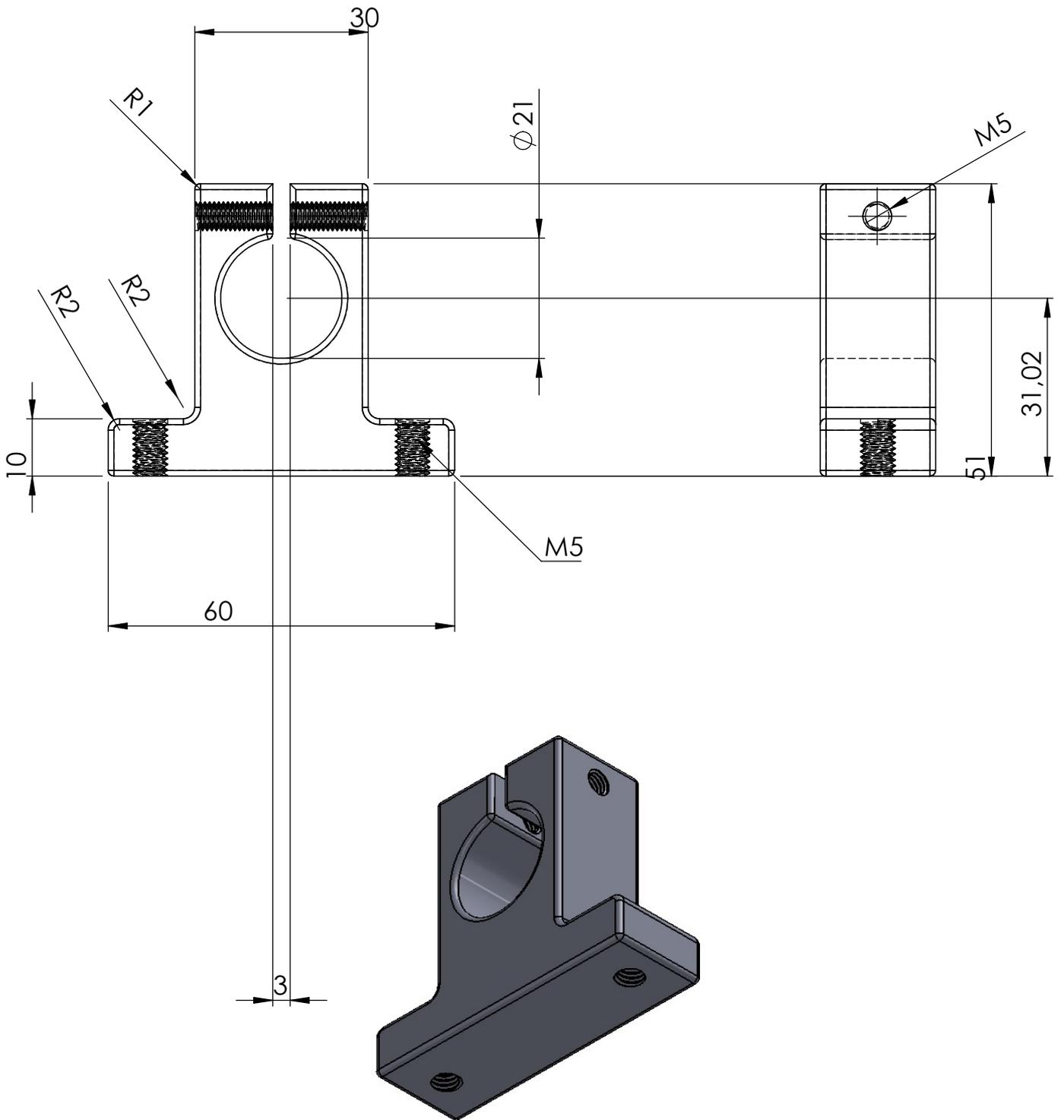
UNIVERSITE ABOU BEKR BELKAID TLEMCEN

zellal mohammed
el habib

Echelle 1:1

Support palier 1

aluminium



faculté de technologie
génie mécanique

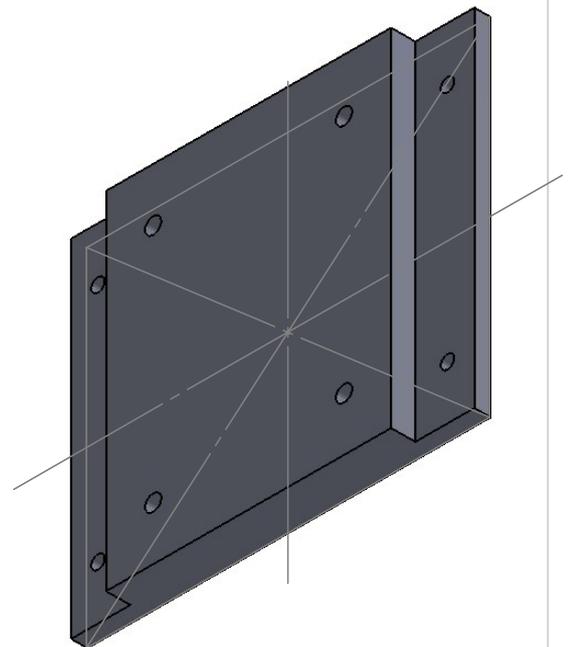
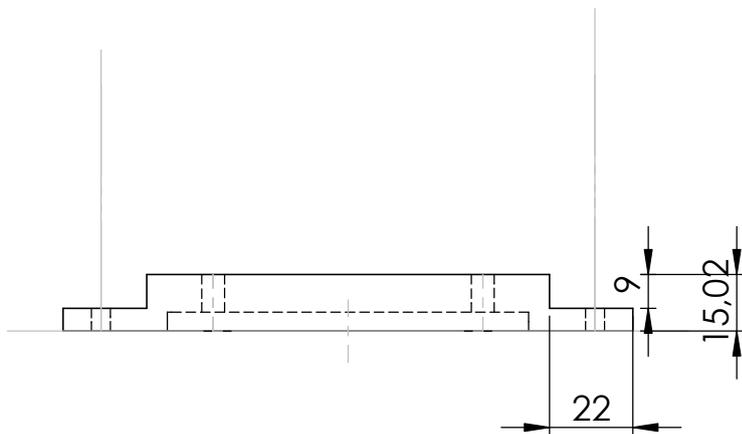
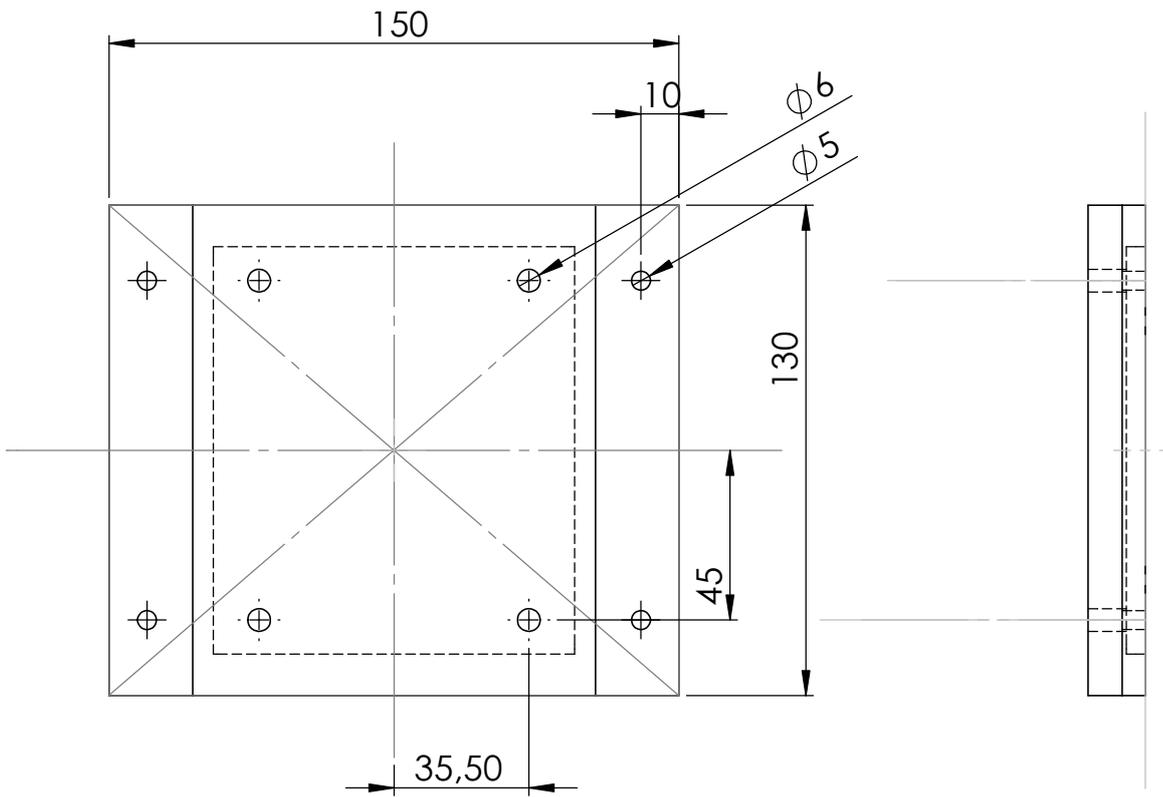
UNIVERSITE ABOU BEKR BELKAID TLEMCEN

zellal mohammed
el habib

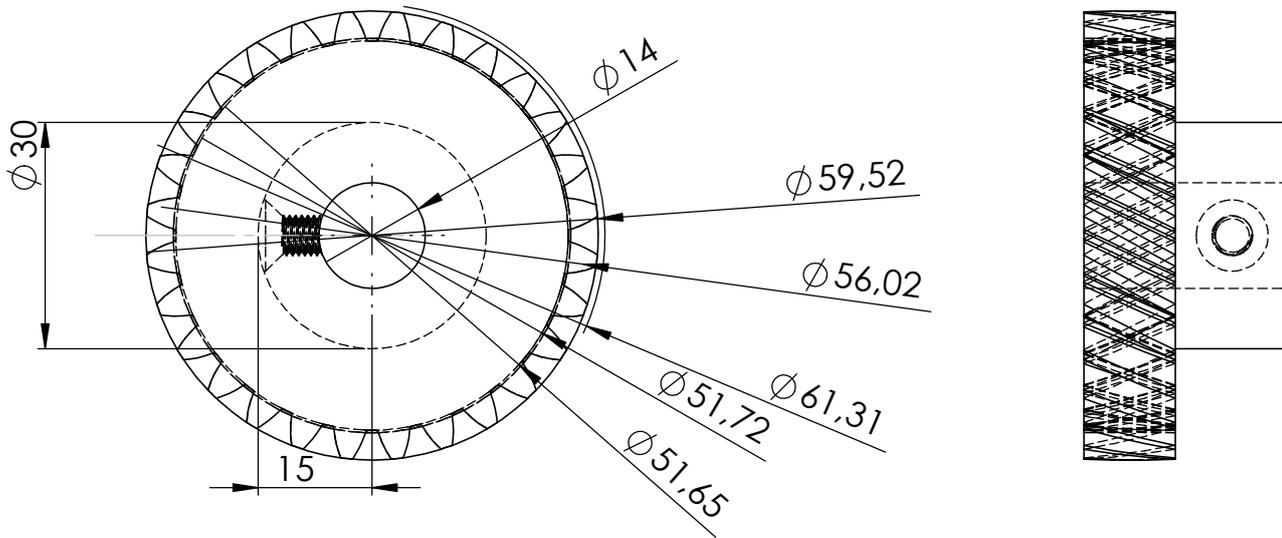
Support palier

Echelle 1:1

aluminium



faculté de technologie génie mécanique	UNIVERSITE ABOU BEKR BELKAID TLEMCEN	zellal mohammed el habib
	Plaque de moteur	
Echelle 1:2		aluminium



faculté de technologie
génie mécanique

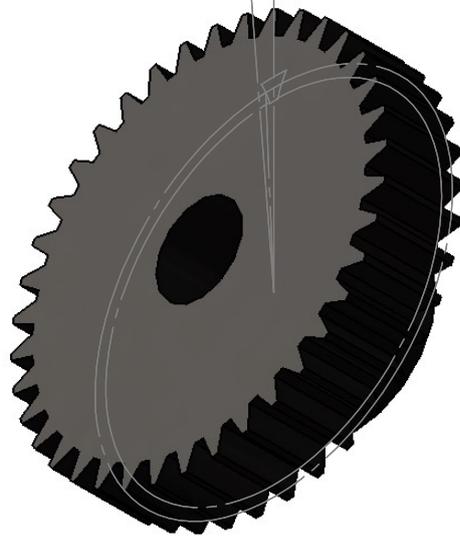
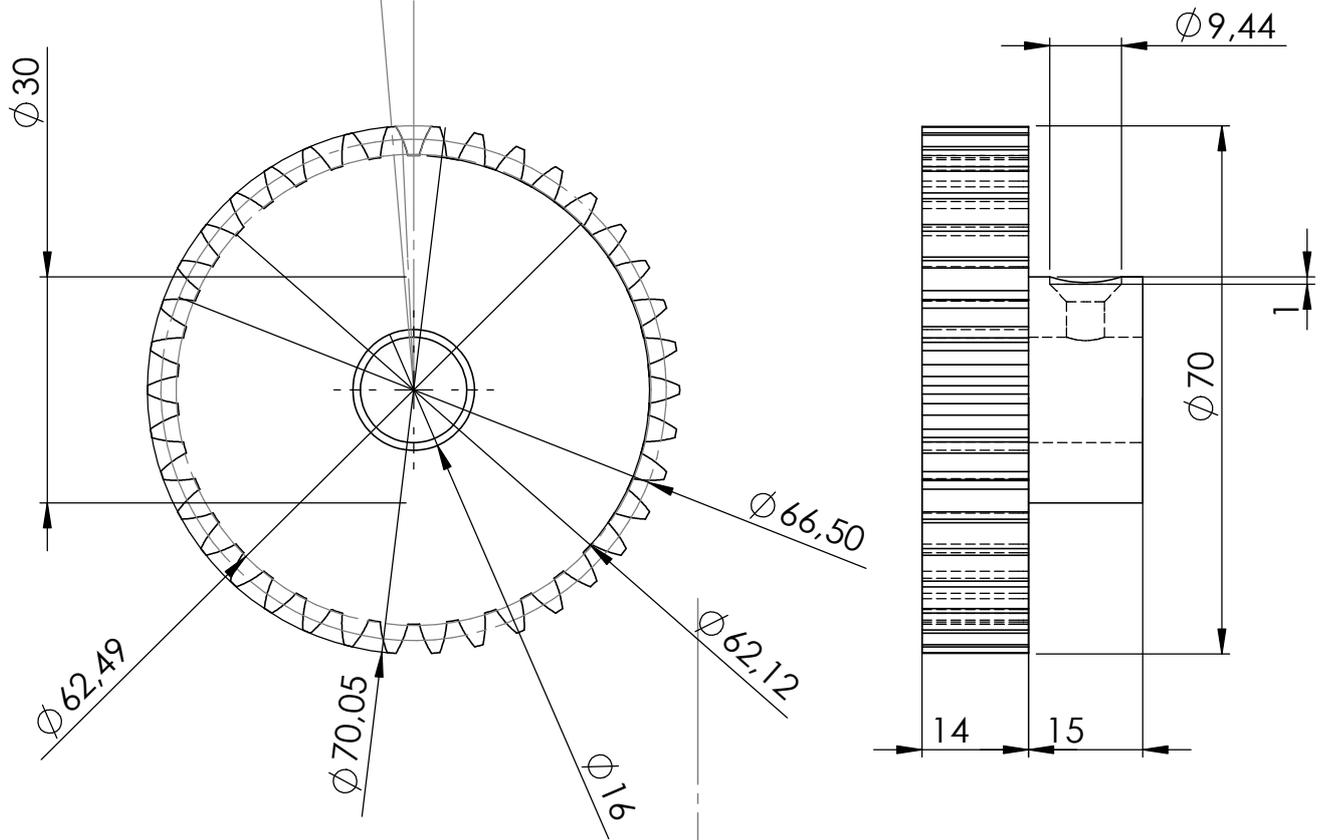
UNIVERSITE ABOU BEKR BELKAID TLEMCEN

zellal mohammed
el habib

PIGNO 3

Echelle 1:1

NYLON



faculté de technologie
génie mécanique

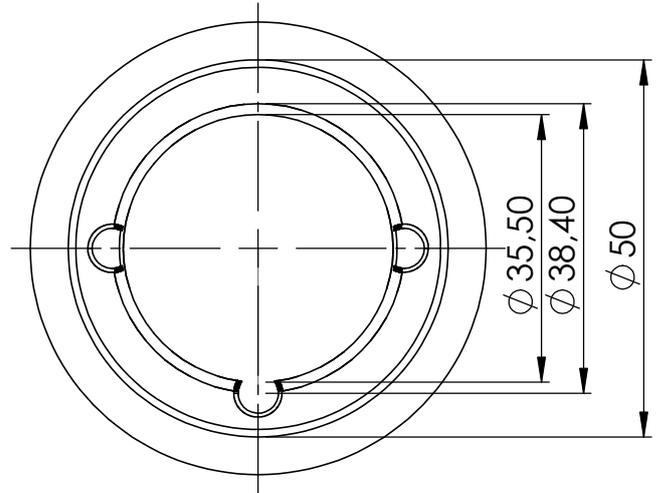
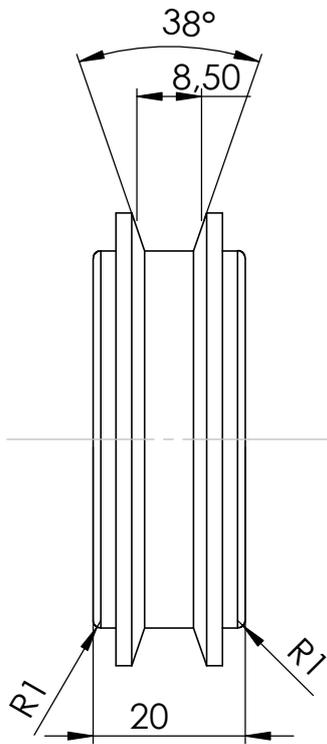
UNIVERSITE ABOU BEKR BELKAID TLEMCEN

zellal mohammed
el habib

Echelle 1:1

PIGNO 1

NYLON



faculté de technologie
génie mécanique

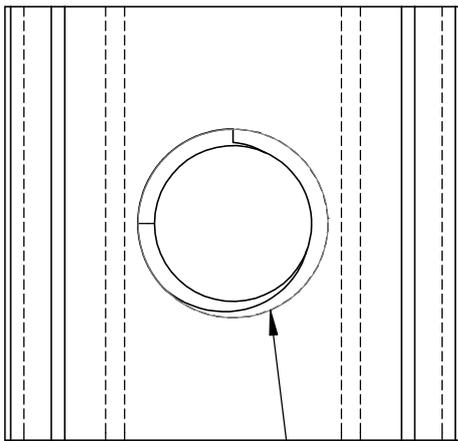
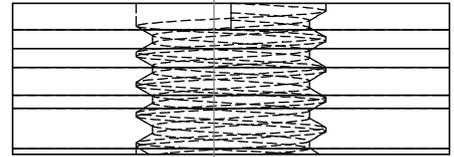
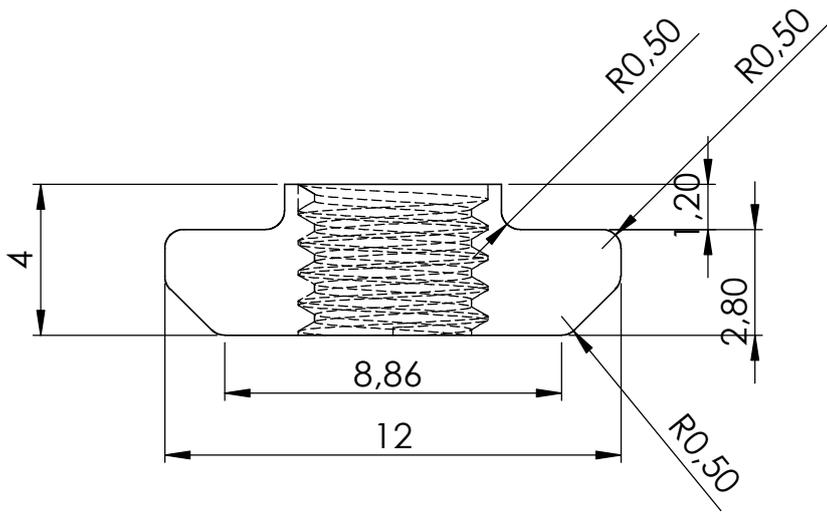
UNIVERSITE ABOU BEKR BELKAID TLEMCEN

zellal mohammed
el habib

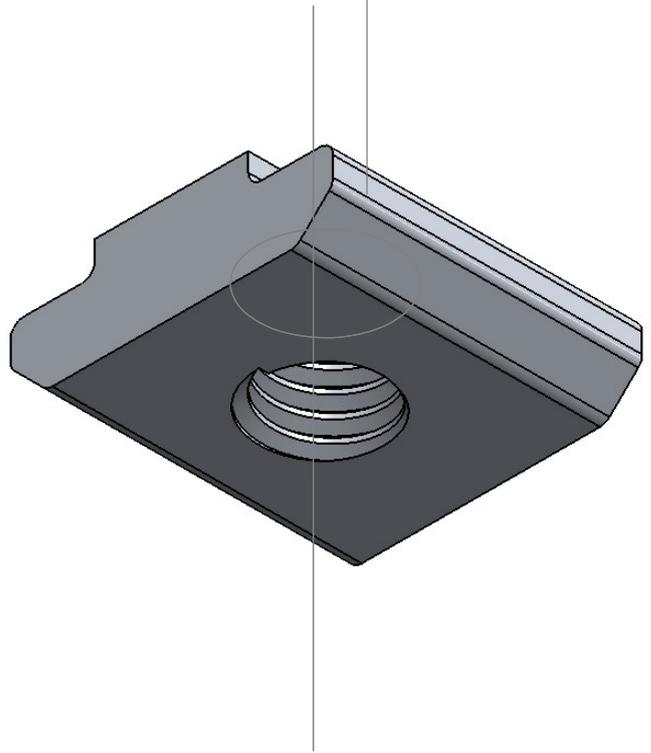
Echelle 1:1

PETIT POULIE

FONTE



M5



faculté de technologie
génie mécanique

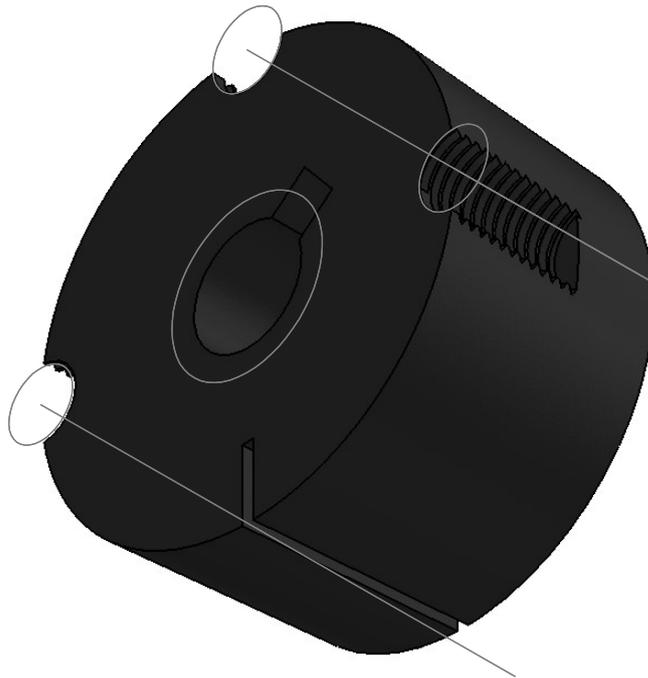
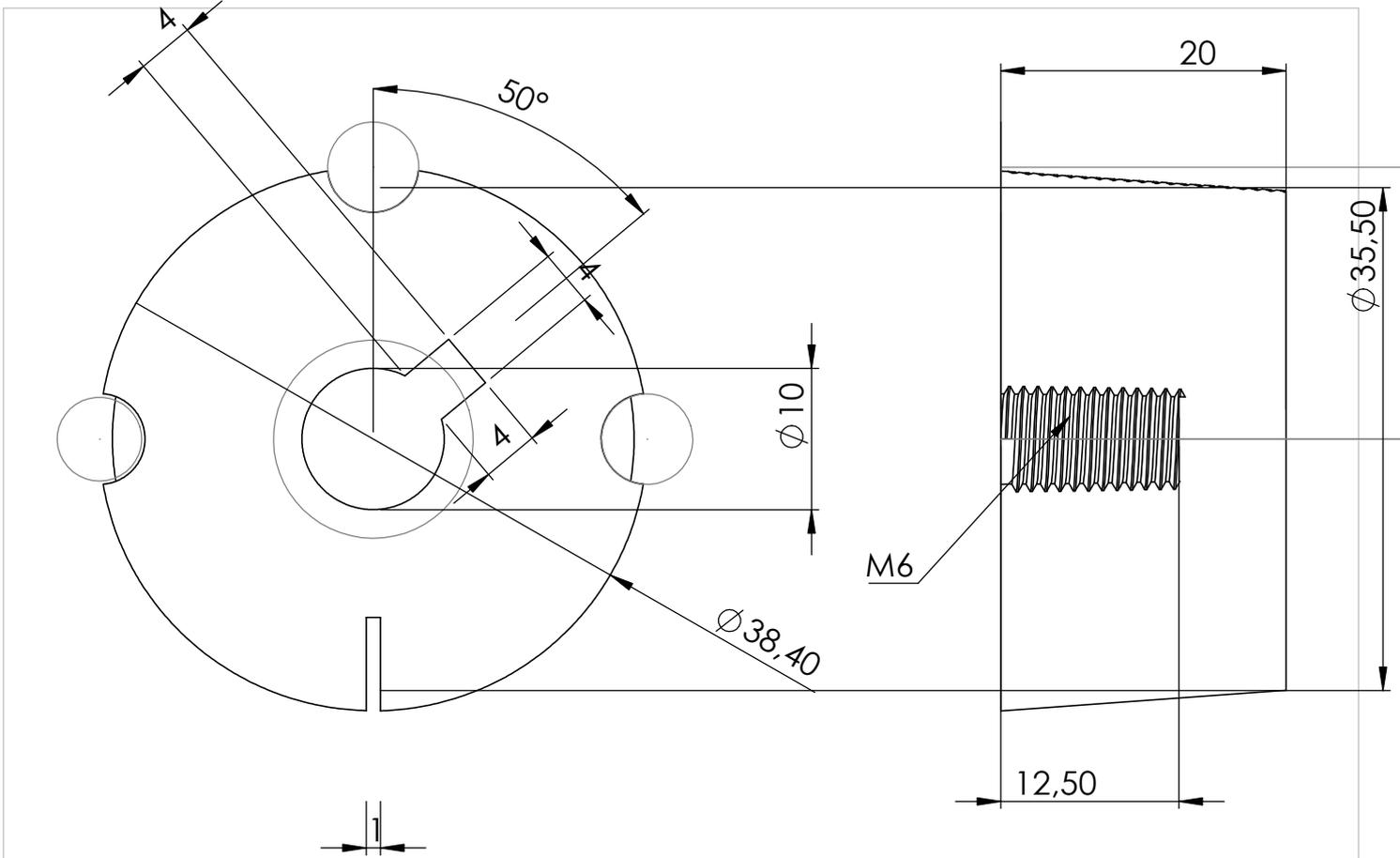
UNIVERSITE ABOU BEKR BELKAID TLEMCEN

zellal mohammed
el habib

patins coulissant

Echelle 5:1

aluminium



faculté de technologie
génie mécanique

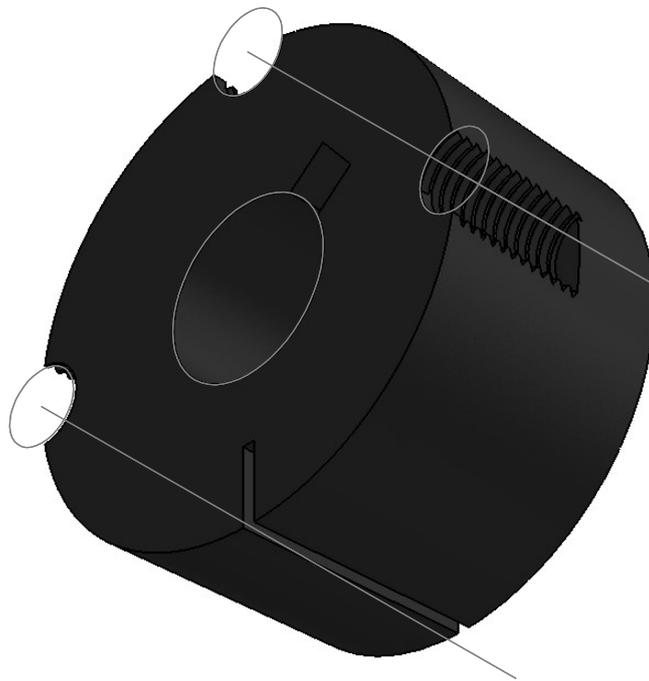
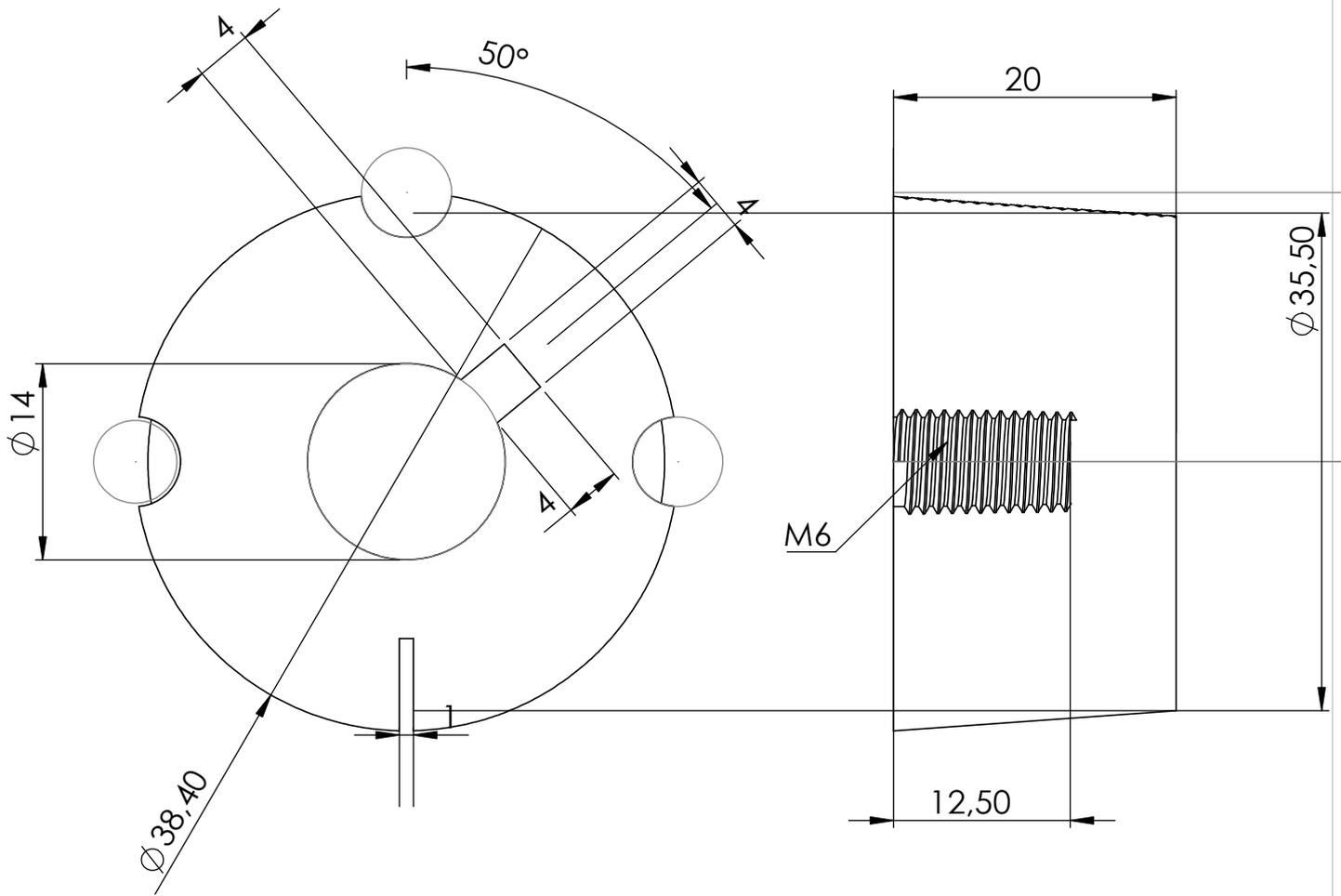
UNIVERSITE ABOU BEKR BELKAID TLEMCEN

zellal mohammed
el habib

Echelle 2:1

Moyeu amovible de petit poulie

fonte



faculté de technologie
génie mécanique

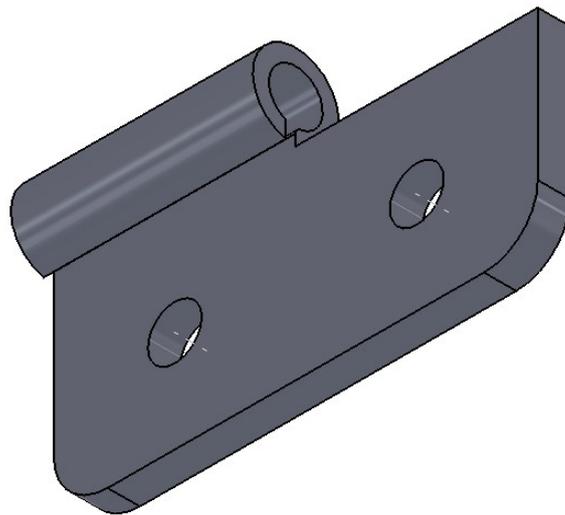
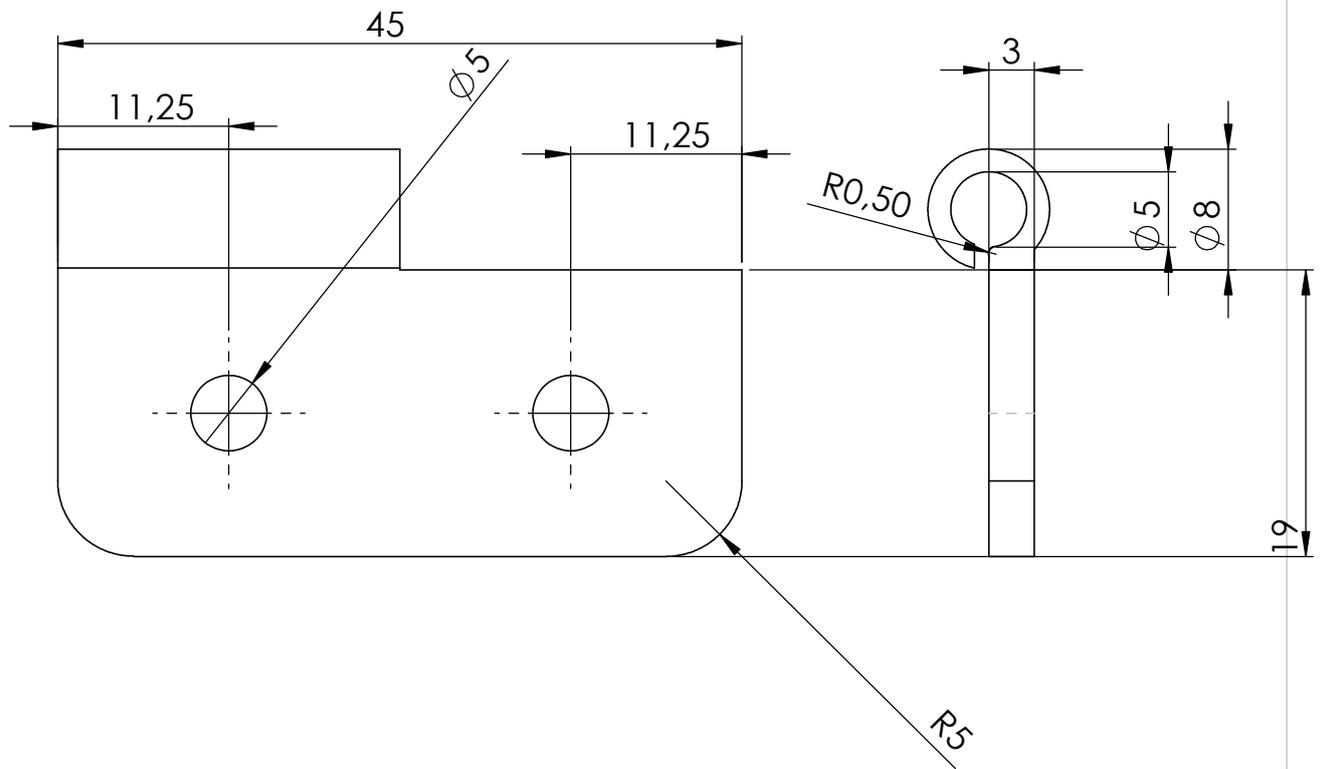
UNIVERSITE ABOU BEKR BELKAID TLEMCEN

zellal mohammed
el habib

Echelle 2:1

Moyeu amovible de l'arbre moteur

fonte



faculté de technologie
génie mécanique

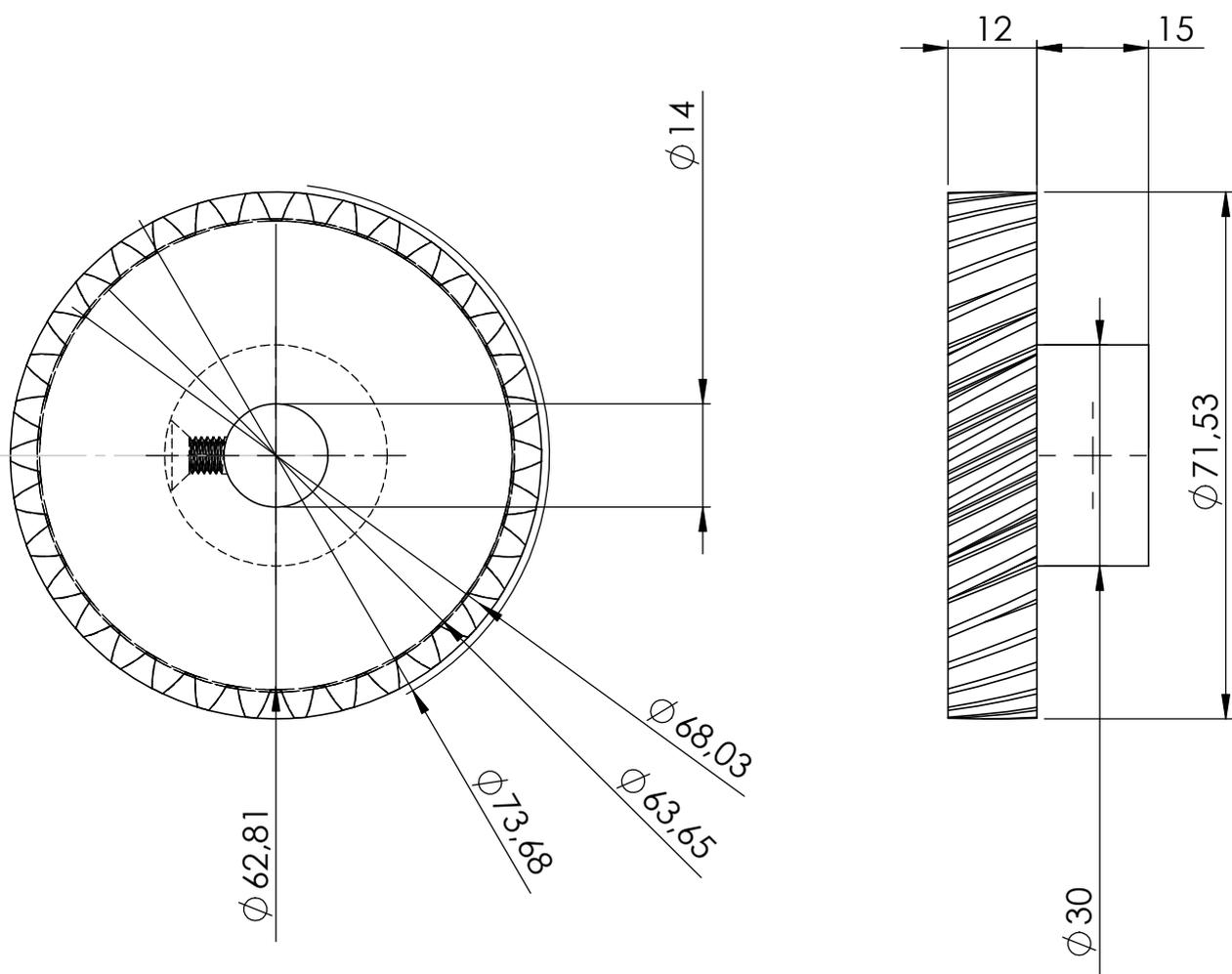
UNIVERSITE ABOU BEKR BELKAID TLEMCEN

zellal mohammed
el habib

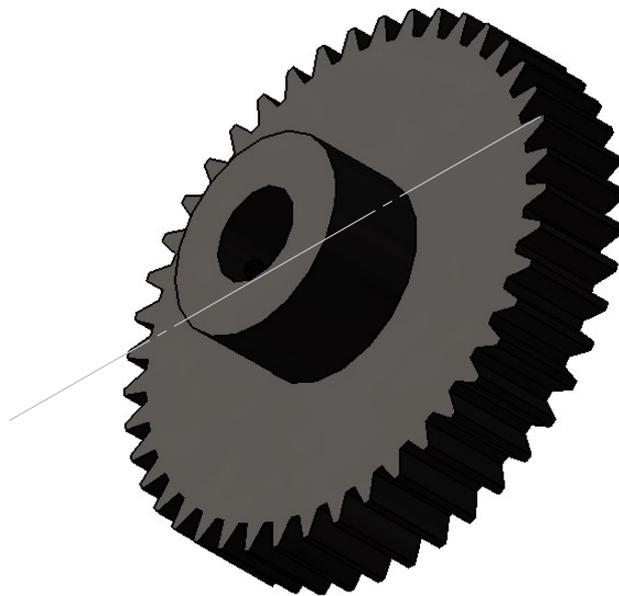
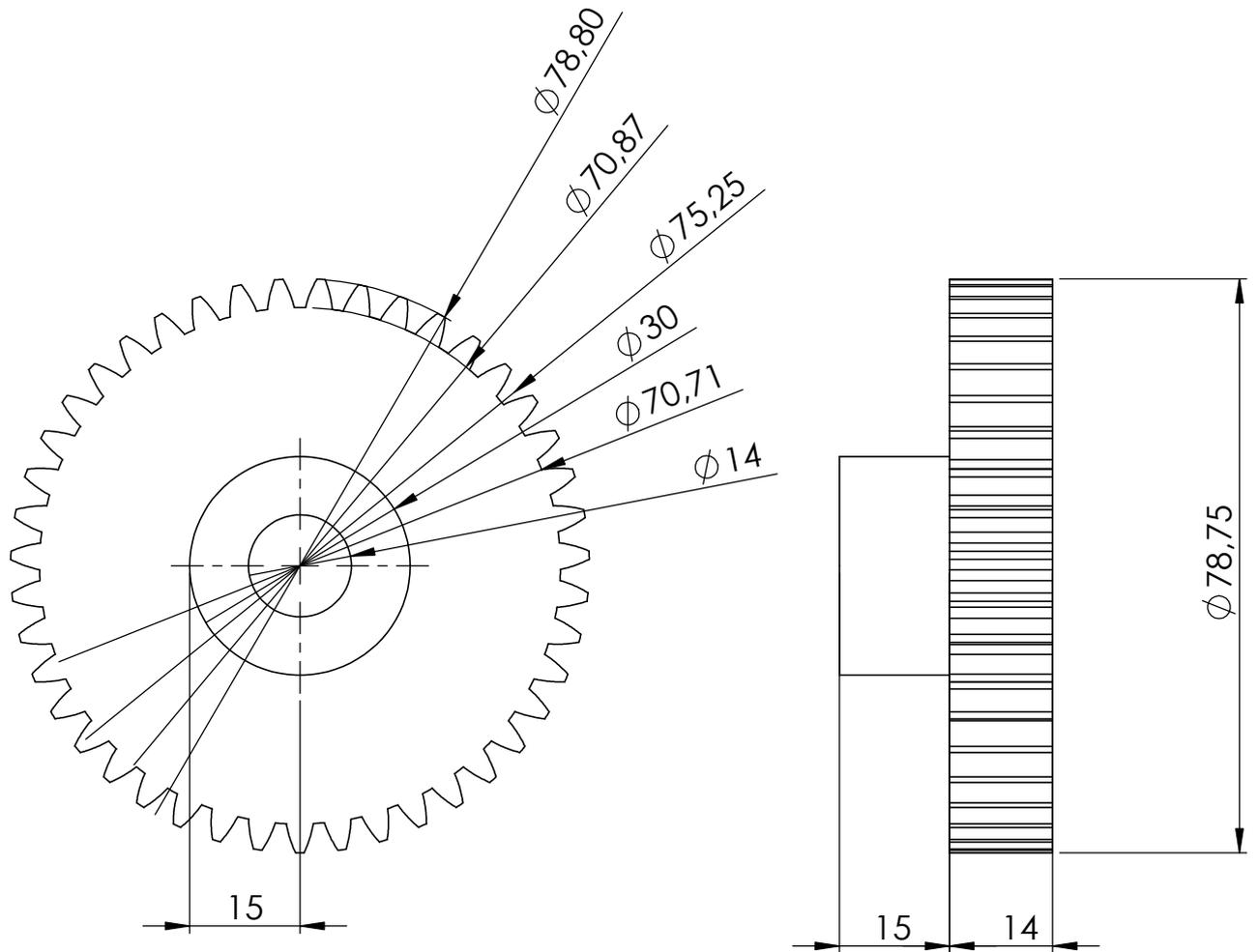
Echelle 2:1

locket

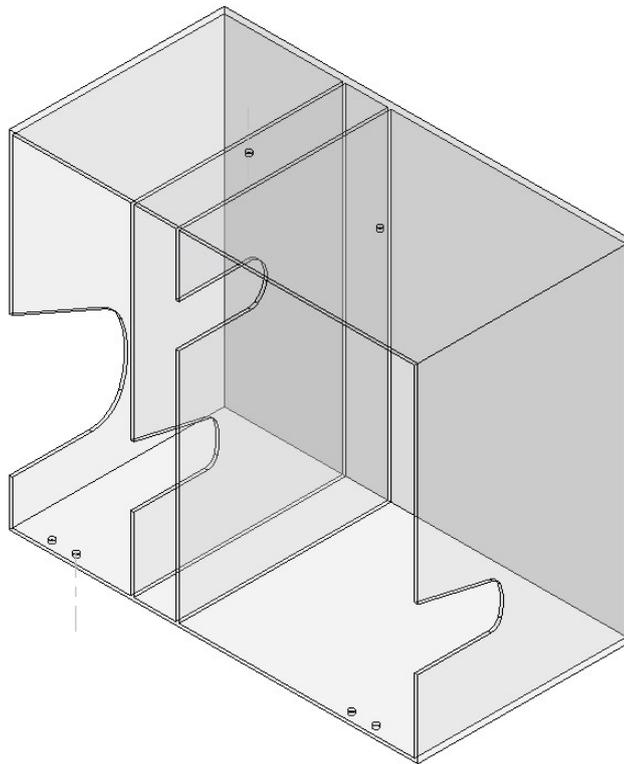
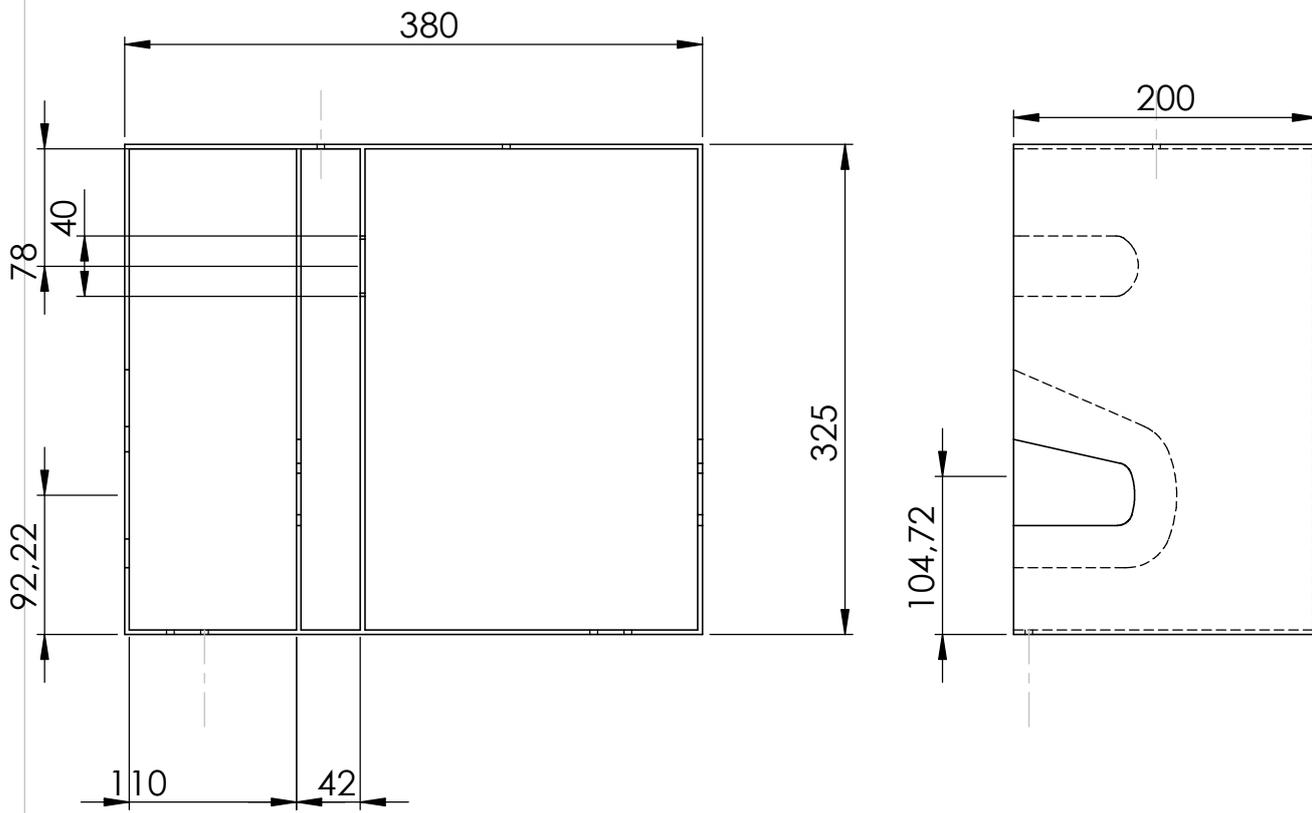
aluminium



faculté de technologie génie mécanique	UNIVERSITE ABOU BEKR BELKAID TLEMCEN	zellal mohammed el habib
	LA ROUE 4	
Echelle 1:1		NYLON



faculté de technologie génie mécanique	UNIVERSITE ABOU BEKR BELKAID TLEMCEN	zellal mohammed el habib
	LA ROUE 2	
Echelle 1:1		NYLON



faculté de technologie
génie mécanique

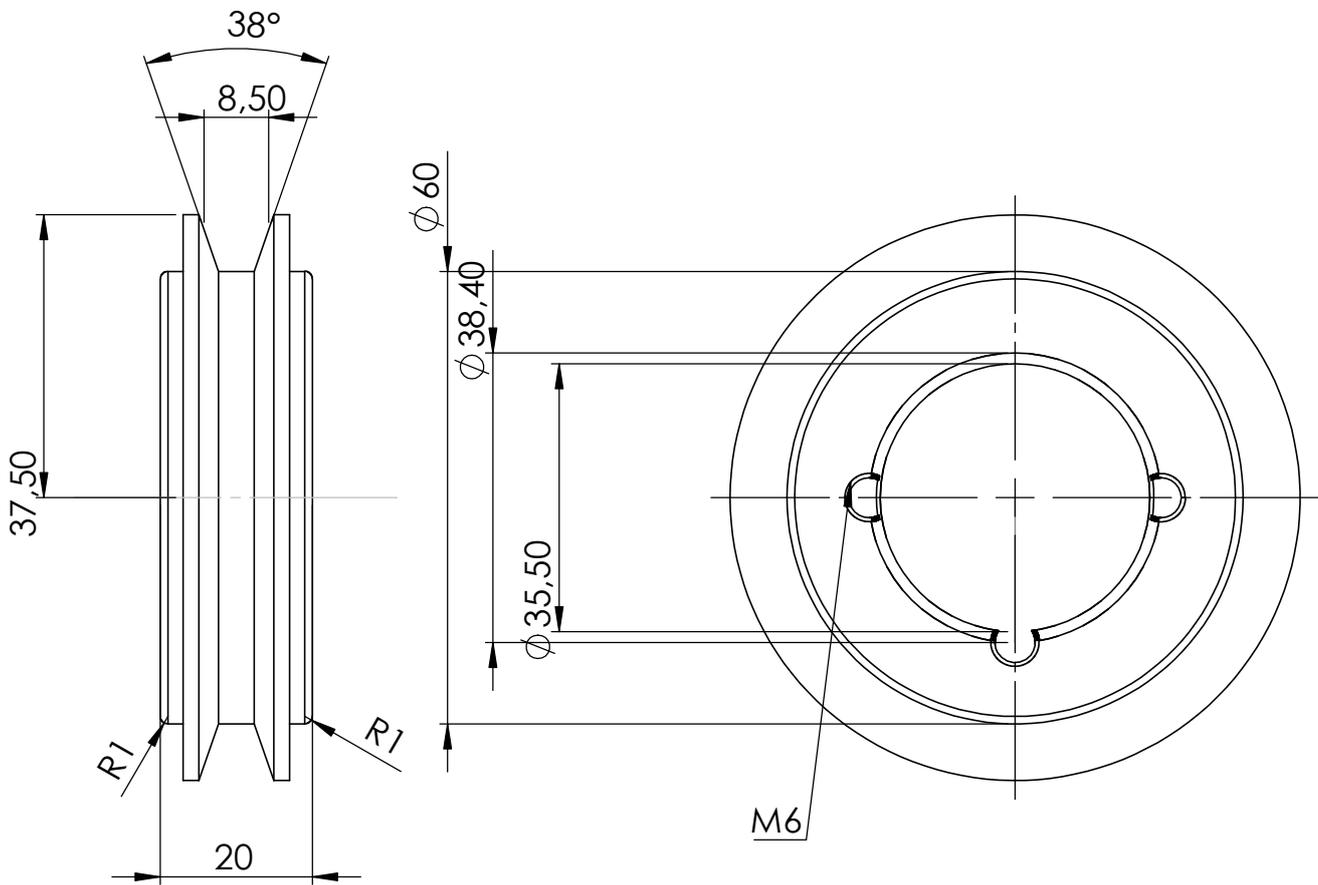
UNIVERSITE ABOU BEKR BELKAID TLEMCEN

zellal mohammed
el habib

Echelle 1:5

LA CAGE

PLEXIGLASS



faculté de technologie
génie mécanique

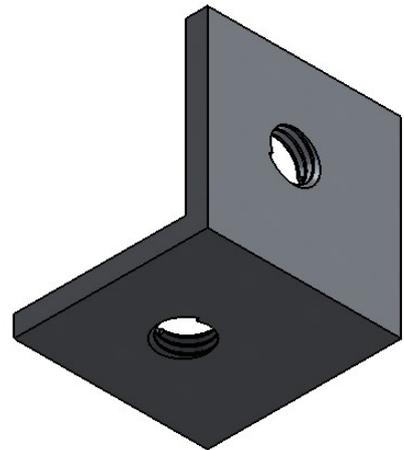
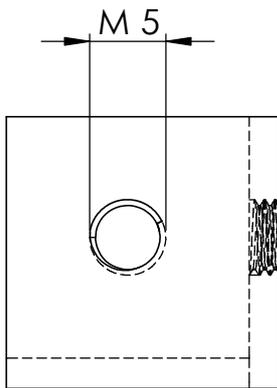
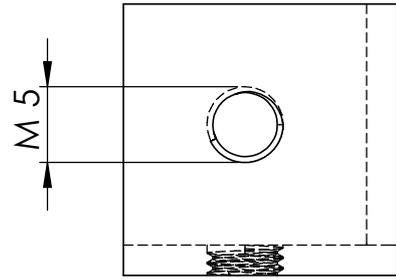
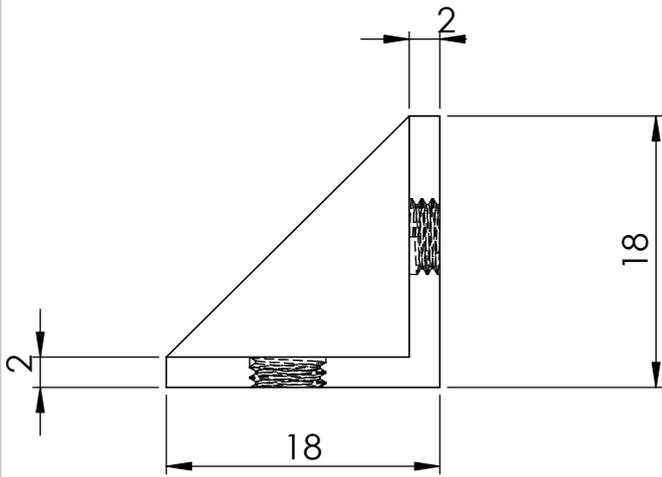
UNIVERSITE ABOU BEKR BELKAID TLEMCEN

zellal mohammed
el habib

Echelle 1:1

GRAND POULIE

FONTE



faculté de technologie
génie mécanique

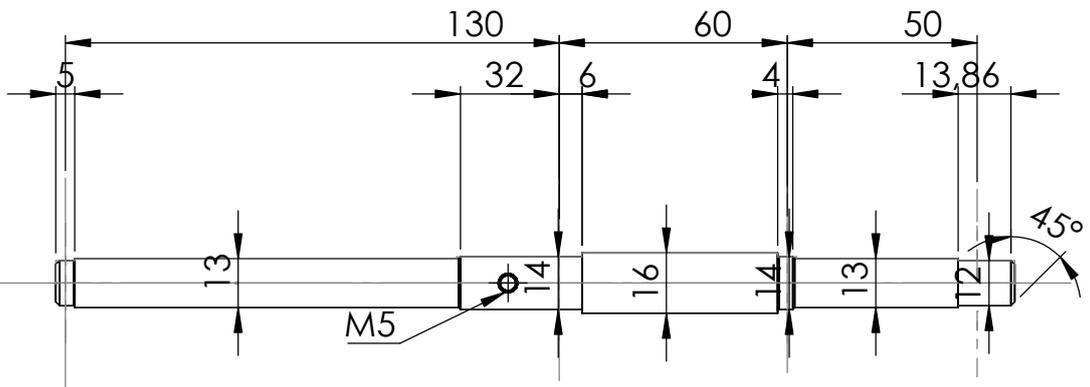
UNIVERSITE ABOU BEKR BELKAID TLEMCEN

zellal mohammed
el habib

Echelle 2:1

équiere de fixation

aluminium



faculté de technologie
génie mécanique

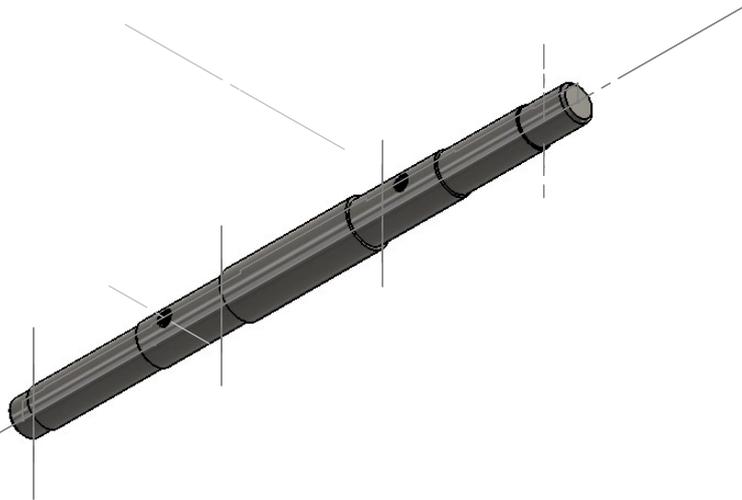
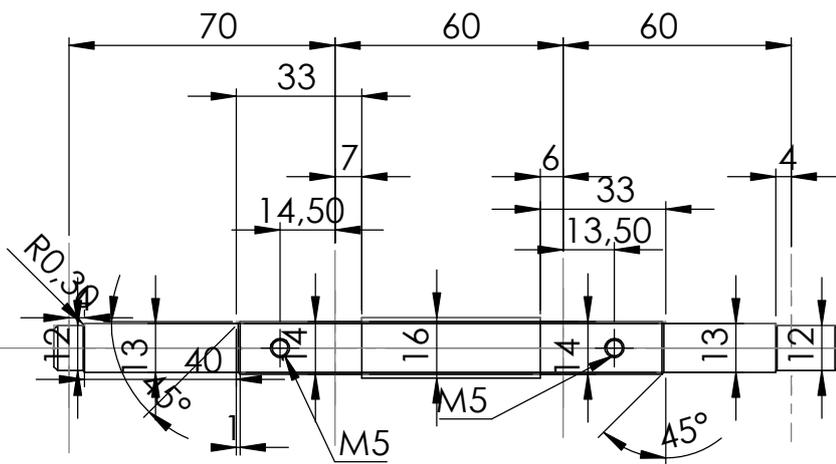
UNIVERSITE ABOU BEKR BELKAID TLEMCEN

zellal mohammed
el habib

Echelle 1:2

Arbre 4

aluminium



faculté de technologie
génie mécanique

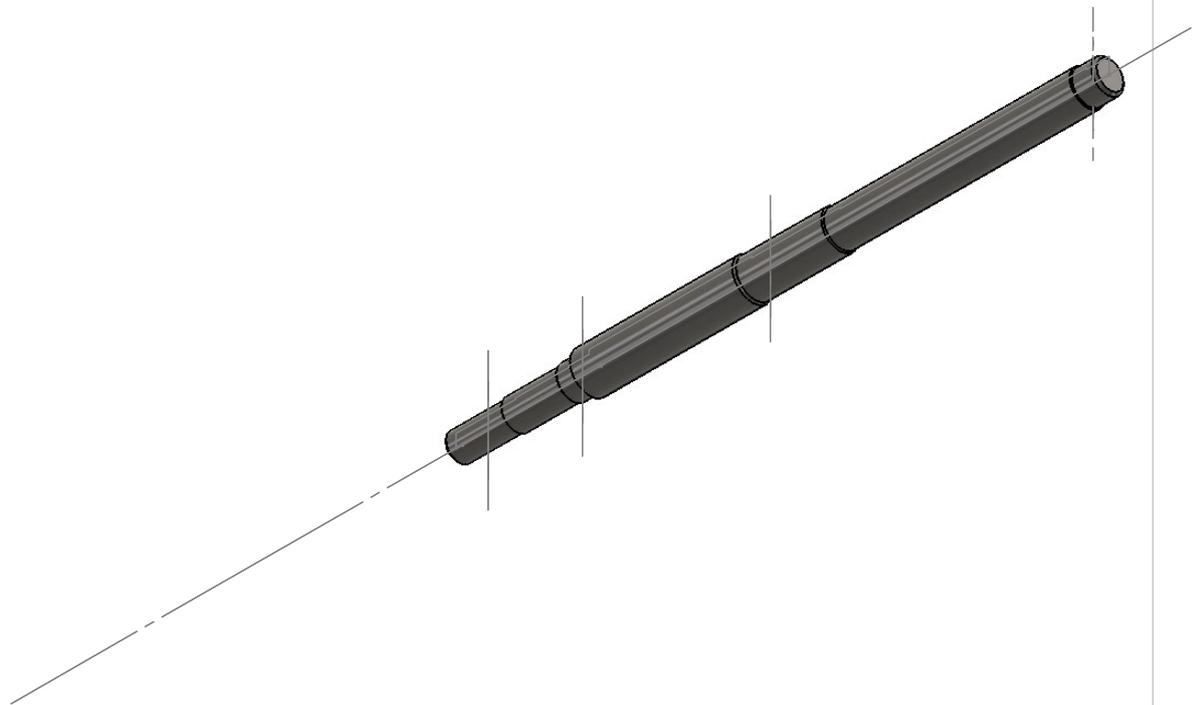
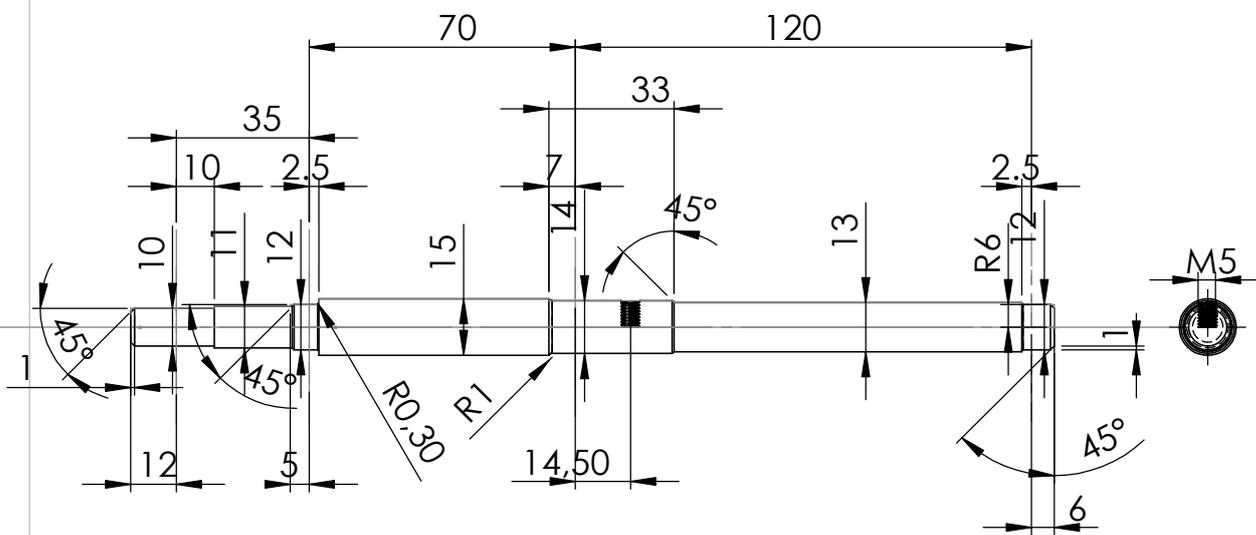
UNIVERSITE ABOU BEKR BELKAID TLEMCEN

zellal mohammed
el habib

Echelle 1:2

Arbre 3

aluminium



faculté de technologie
génie mécanique

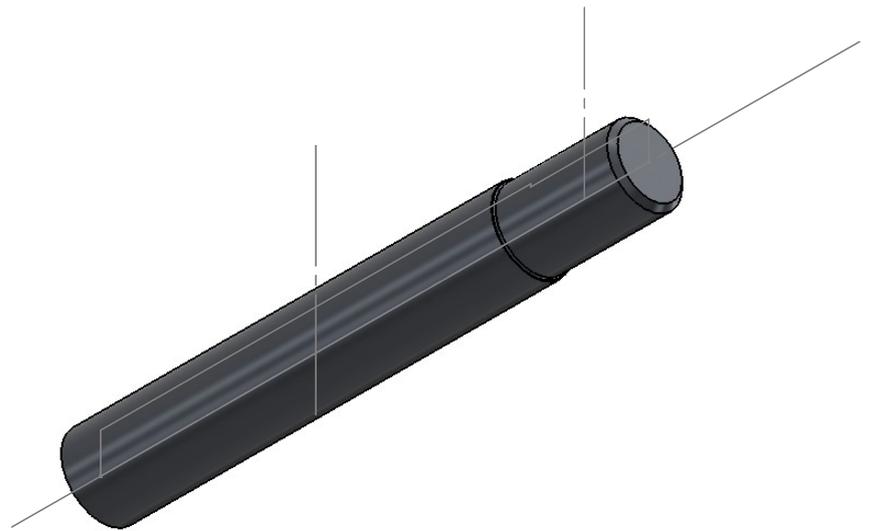
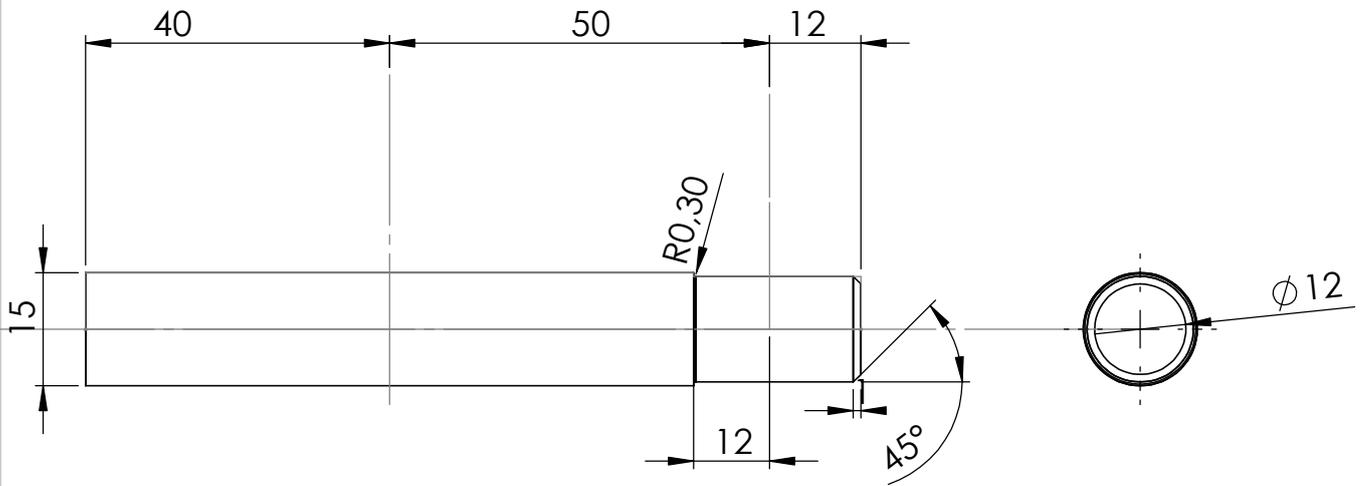
UNIVERSITE ABOU BEKR BELKAID TLEMCEN

zellal mohammed
el habib

Echelle 2:1

Arbre 2

aluminium



faculté de technologie
génie mécanique

UNIVERSITE ABOU BEKR BELKAID TLEMCEN

zellal mohammed
el habib

Echelle 1:1

Arbre 1

aluminium