

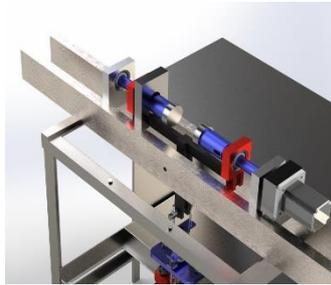
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
Département de génie mécanique



Mémoire de projet de fin d'études pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie
Mécanique

**Adaptation d'un système de charge sur machine de
Fatigue multiaxiale**

AISSA EL BEY Mohammed Lotfi



Sous la direction de :

BELKACEMI Yacine

MCA

GUERGUEB Brahim

MAA

Présenté et soutenu le 15/09/2021

Composition du jury :

Président	M. Mohamed LATRECHE	MAA	ENP
Promoteur	M. Yacine BELKACEMI	MCA	ENP
Promoteur	M. Brahim GUERGUEB	MAA	ENP
Examineur	M. Djamel SAIDI	MCB	ENP

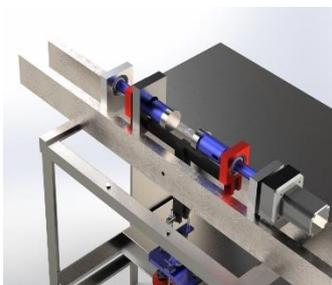
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
Département de génie mécanique



Mémoire de projet de fin d'études pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie
Mécanique

**Adaptation d'un système de charge sur machine de
Fatigue multiaxiale**

AISSA EL BEY Mohammed Lotfi



Sous la direction de :

BELKACEMI Yacine

MCA

GUERGUEB Brahim

MAA

Présenté et soutenu le 15/09/2021

Composition du jury :

Président	M. Mohamed LATRECHE	MAA	ENP
Promoteur	M. Yacine BELKACEMI	MCA	ENP
Promoteur	M. Brahim GUERGUEB	MAA	ENP
Examineur	M. Djamel SAIDI	MCB	ENP

ملخص:

تتعرض العديد من الأجزاء الميكانيكية لضغوط متكررة. أظهرت التجارب أنه إذا كانت سعة ومقدار الإجهاد الدوري كافيين ، فإن نتائج التصدع التدريجي وفشل التعب. اختبار التعب هو اختبار أساسي في جميع مجالات الهندسة ، ومن بين تقنيات اختبار الإجهاد المختلفة هناك اختبار الانحناء الدوار. الهدف من مشروع التخرج هذا هو دراسة وتصميم نظام CAD مناسب لماكينة الانحناء الدوارة ذات التحميل المسطح التي تم تنفيذها بالفعل في القسم المؤتمت بالكامل وبتكلفة أقل. المرحلة الأولى مخصصة لتصميم العناصر التي تتكون منها الماكينة ، أما المرحلة الثانية فتتعلق بالتحقق من صحة المكونات والعناصر المصممة والتحقق منها ، وأخيرًا إجراء إنتاج مع تقدير تكلفة المشتريات ، مع رسومات تعريفية لكل منها يتم تنفيذ الشغل

الكلمات المفتاحية: التصميم، والتعب ، والتواء آلي ، والتواء بالتناوب ، والانحناء بالتناوب.

Abstract:

Many mechanical parts are subjected to repeated stresses. Experiments have shown that if the amplitude and amount of periodic stress is sufficient, progressive cracking and fatigue failure results. The fatigue test is an essential test in all fields of engineering. Among the different fatigue testing techniques there is the rotary bending test. The goal of this graduation project is to study and CAD design of a suitable system for the monotonic flat load rotary bending machine already carried out in the fully automated department and at lower cost.

The first stage is devoted to the design of the elements that make up the machine a second stage concerns the validation and verification of the components and elements designed, Finally a production procedure with an estimate of the cost of purchases, with the definition drawings for each workpiece is carried out.

Keywords: design, fatigue, automated, alternating torsion, alternating bending .

Résumé : De nombreuses pièces mécaniques sont soumises à des sollicitations répétées. Les expériences ont montré que si l'amplitude et la quantité de la contrainte périodique sont suffisantes, il en résulte une fissuration progressive et une rupture par fatigue. Le test de fatigue est un essai primordial dans tous les domaines de l'ingénierie, Parmi les différentes techniques de test de fatigue il existe le test de la flexion rotative. Le but de ce projet de fin d'études consiste à faire l'étude et la conception CAO d'un système adapté pour la machine de flexion rotative à charge plane monotone déjà réalisée dans le département entièrement automatisé et de moindre cout.

La première étape est consacrée pour la conception des éléments qui composent la machine une deuxième étape concerne la validation et la vérification des organes et éléments conçues, Enfin une procédure de réalisation avec une estimation de cout d'achats, avec les dessins de définitions pour chaque pièce à usiner est réalisé.

Mots clé : conception, fatigue, automatisé, torsion alternée, flexion alternée.

Remerciements

Je remercie dieu le tout puissant de m'avoir donné la santé et la volonté d'entamer et de terminer ce travail, Ce travail a été proposé et dirigé par messieurs Y. BELKACEMI et B.

GUERGUEB.

Tout d'abord ce travail ne serait pas aussi riche et n'aurait pas pu avoir le jour sans l'aide et l'encadrement de messieurs Y. BELKACEMI et B. GUERGUEB, je les remercie pour la qualité de leur encadrement exceptionnel, pour leur patience, leur rigueur et leur disponibilité durant ma préparation de ce mémoire.

Je remercie aussi les membres du Jury, monsieur le président de jury Mohamed LATRECHE, l'examineur Djamel SAIDI, d'avoir pris le temps et le soin de lire et d'examiner mon travail.

Je remercie

Mes remerciements s'adressent à tout mes professeurs pour leurs générosités et la grande patience dont ils ont su faire preuve malgré leurs charges académiques et professionnelles.

Dédicace

Avec l'expression de ma reconnaissance, je dédie ce modeste travail à ceux qui, quels que soient les termes embrassés, je n'arriverais jamais à leur exprimer mon amour sincère.

A ma très chère mère

Affable, honorable, aimable, tu représentes pour moi le symbole de la bonté par excellence, la source de tendresse.

Ta prière et ta bénédiction n'ont été d'un grand secours pour mener à bien mes études. Aucune dédicace ne saurait être assez éloquente pour exprimer ce que tu mérites pour tous les sacrifices que tu n'as cessé depuis ma naissance.

A L'homme, mon précieux offre du dieu, qui doit ma vie, ma réussite et tout mon respect : mon cher père

A ma chère sœur et mon frère qui n'ont pas cessé de me conseiller, encourager et soutenir tout au long de mes études et ma vie. Que dieu les protèges et les garde pour moi et leurs offre la chance et le bonheur.

A messieurs Belkacemi, Guergueb qui ont su bien être là pour me conseiller et me soutenir.

A mes cher amis et mes collègues Abdellatif, houssem, chaouki, issam, hamida, kenza.

Table des matières

Liste des figures

Liste des tableaux

Nomenclature

Introduction générale	12
Chapitre I : Notions sur la fatigue et état de l'art.....	14
I.1 Introduction :	15
I.1.1 Exemple de défaillance par fatigue :	15
I.2 Généralités sur la fatigue :.....	16
I.2.1 Définition :.....	16
I.2.2 Contraintes Appliquées :.....	16
I.2.3 Cycle de contrainte en fatigue :.....	17
I.2.4 Courbe de Wöhler :.....	19
I.3 L'essai de fatigue :	21
I.3.1 Historique :	21
I.3.2 Les Différents types d'essais de fatigue :	21
I.3.3 Classification des sollicitations	21
I.3.4 Les Eprouvettes utilisées pour les essais de fatigue :	22
I.4 Machine de flexion rotative (rotating beam):.....	24
I.4.1 Son fonctionnement :.....	24
I.4.2 La machine réalisée au département :	25
I.5 Conclusion :	26
Chapitre II: Méthodologie de conception.....	27
II.1 Introduction :	28
II.2 Analyse fonctionnelle :	28
II.2.1 Introduction :	28
II.2.2Analyse fonctionnelle externe :.....	29
II.2.2.1 Analyse des besoins :	29
II.2.2.2 Objectif (besoin) :	29
II.2.2.3Diagram bête à corn :	29
II.2.2.4 Validation du besoin :	30
II.2.2.5 Diagramme de pieuvre :.....	31
II.2.3 Analyse fonctionnelle interne :.....	32
II.3 Etude fonctionnelle et conception :.....	33
II.3.1 Introduction :	33
II.3.2 Logiciel utilisé :	33
II.3.3Résolution de notre besoin et génération des solutions :.....	34

II.3.3.1 Notre besoin final :.....	34
II.3.3.2 Moteur :	34
Types des moteurs :.....	34
II.3.3.3 Choix de mécanisme :	40
II.3.3.4 Choix d'accouplement :	43
II.3.3.5 Assemblage 1 :	46
II.3.3.6 Plaque fixation d'écrou :.....	46
II.3.3.7 Plaque à roulement :.....	47
II.3.3.8 Assemblage 2 :	48
II.3.3.9 Choix de guidage linéaire :.....	49
II.3.3.10 Tige de guidage :.....	51
II.3.3.11 Plaque fixation moteur :	53
II.3.3.12 La table :.....	54
II.3.3.13 Assemblage 3 :	55
II.3.3.14 Système de transmission de mouvement :.....	56
II.3.3.14.a Les tiges de transmission :	56
II.3.3.14.b Plaque capteur de force :.....	57
II.3.3.14.c Capteur de force :	58
II.3.3.15 Assemblage 4 :	59
II.3.3.15.a Solution accouplement :	60
II.3.3.15.a.1 Système blocage avec une vis :.....	60
II.3.3.15.a.2 Système méplat et vis de pression :.....	61
II.3.3.15.a.3 Système avec contre écrou :.....	61
II.3.3.15.b Choix final :	62
II.3.3.15.b.1 Tige demi filetée :.....	62
II.3.3.15.b.2 Axe de transmission.....	63
II.3.3.16 Choix des roulements :	64
II.3.3.17 Vis utilisé :	65
II.3.3.17.a Acier pour boulonnerie non-traitée	65
II.3.3.17.b Aciers Alliés pour Boulonnerie Haute Résistance.....	65
II.3.3.17.c Freinage des boulons :.....	66
II.3.3.18 Ajustement utilisé :	67
II.3.3.18.a Les roulements :	68
II.3.3.18.b Les tiges de guidage et de transmissions :	68
II.3.3.18.c Les roulements à billes linéaire :	68
II.3.3.18.d Centrage court :	68
II.3.3.19 Anti rouille :	69
II.3.4 Assemblage conçu finale :	69

II.3.5 Diagramme de fast :	71
II.3.6 Schéma cinématique :	72
II.4 Conclusion :	72
Chapitre III: Verification et calculs des organes.....	73
III.1 Introduction :	74
III.2 Cahier de charge et les caractéristiques de la machine :.....	74
III.3 Caractéristique de la machine :	75
III.3.1 Vitesse de rotation maximale :	75
III.3.1.a Vitesse critique d'une vis en rotation :	75
III.3.1.b Vitesse limite du système vis-écrou :	76
III.3.2 Durée de vie de notre vis à billes :	76
III.3.3 La force maximale développé par la machine :	77
III.4 Assemblage par vis ou boulon :	78
III.8.1 Pré dimensionnement selon NF E25 03 :	79
III.9 Fiabilité de système :	80
III.9.1 Schéma de fiabilité :	80
III.9.2 Compréhension du schéma :	81
III.10 Simulation :	82
III.10.1 Axe de transmission :	82
III.10.2 Tige de transmission :	83
III.10.3 Plaque capteur de force :	84
III.11 Conclusion :	85
Chapite IV: Procédure de réalisation de la machine.....	86
IV.1 Introduction :	87
IV.3 Les pièce fournis par le département de Génie Mécanique :.....	87
IV.4 Les pièces à acheter :	87
IV.5 Les pièces à usiner :	88
IV.5.1 Les outils de contrôle :	99
IV.6 Conclusion :	100
Conclusion générale	101
Bibliographie	102
Annexe	104

Liste des figures :

Figure 1-1: définition des contraintes (maximales, globales et nominales).....	17
Figure 1-2: cycle de contrainte en fatigue.....	18
Figure 1--3: formes de cycle de contraintes.....	19
Figure 2-1: Les différentes étapes de l'analyse fonctionnelle.....	28
Figure 2-2: Diagramme bête à corne.....	30
Figure 2--3: Boite A-0.....	30
Figure 2-4: Diagramme de pieuvre.....	31
Figure 2-5: l'intérieure de moteur à courant continu à balais.....	35
Figure 2-6 : Un moteur à courant continu à balais en fonctionnement.....	35
Figure 2-7: Moteur pas à pas.....	37
Figure 2-8: Moteur NEMA 42.....	39
Figure 2-9: Caractéristique de la vis à billes [9].....	42
Figure 2-10 : Vis à billes conçue.....	42
Figure 2-11: Caractéristiques de l'accouplement.....	45
Figure 2-12: Accouplement conçu.....	45
Figure 2-13: Assemblage 1.....	46
Figure 2-14: Plaque fixation d'écrou.....	46
Figure 2-15: plaque à roulement supérieure.....	47
Figure 2-16: plaque à roulement inférieure.....	48
Figure 2-17: assemblage 2.....	48
Figure 2-18: Roulement à billes linéaire type LMK [10].....	51
Figure 2-19: Tige de guidage.....	52
Figure 2-20: plaque fixation moteur.....	53
Figure 2-21 : La table.....	54
Figure 2-22: Assemblage 3.....	55
Figure 2-23: Système de transmission de mouvement.....	56

Figure 2-24: tige transformation de mouvement.....	57
Figure 2-25: Plaque capteur de force	57
Figure 2-26 :Capteur de force 500kg	59
Figure 2-27: Assemblage 4	59
Figure 2-28: Problème d'accouplement.	60
Figure 2-29: illustration sur le système de blocage avec vis.....	60
Figure 2-30 : illustration sur le système méplat et vis de pression.	61
Figure 2-31: Illustration système contre écrou	61
Figure 2-32: Système blocage contre écrou	62
Figure 2-33: Tige demi fileté	63
Figure 2-34: Axe de transmission	63
Figure 2-35: Montage de roulements en opposition, avec ajustement axial.[16]	64
Figure 2-36: caractéristiques des différentes classes des boulons.[15].....	66
Figure 2-37: Tuflok 180.....	67
Figure 2-38: Assemblage finale de la machine de fatigue multiaxiale.	69
Figure 2-39: Vu de face et latéral de notre système conçu.	70
Figure 2-40: Système déjà réalisé de torsion.	70
Figure 2-41: Diagramme de FAST.	71
Figure 2-42: schéma cinématique de notre mécanisme.	72

Liste des tableaux :

Tableau II-1 : Les trois questions pour l'élancement de besoin.

Tableau II-2. Caractérisation de fonctions de services.

Tableau II-2. Caractérisation de fonctions de services.

Tableau II.3 Les avantages de moteur à courant continu.

Tableau II.4 Les inconvénients de moteur à courant continu.

Tableau II.5 Les avantages de moteur pas à pas.

Tableau II.6 Les inconvénients de moteur pas à pas

Tableau II.7 Caractéristique de notre roulement

Tableau IV.1 Les pièces fournis par le département GM.

Tableau IV.2 Les pièces à acheter.

Tableau IV.3 Gamme de fabrication tige de guidage.

Tableau IV.4 Gamme de fabrication tige de transmission.

Tableau IV.5 Gamme de fabrication tige demi fileté.

Tableau IV.6 Gamme de fabrication plaque fixation d'écrou.

Tableau IV.7 Gamme de fabrication plaque à roulement inférieure.

Tableau IV.8 Gamme de fabrication plaque roulement supérieure.

Tableau IV.9 Gamme de fabrication plaque capteur de force.

Tableau IV.10 Gamme de fabrication plaque fixation moteur.

Tableau IV.11 Gamme de fabrication Axe de transmission.

Nomenclature :

f : Force max développé par la machine (N).

η_T : Rendement total du système. (%)

M : Couple de moteur (N.m).

P : Le pas de la vis. (mm)

η_v : Rendement de la vis.

N_{cr} : Vitesse de rotation critique. (Tr/min)

η_{rl} : rendement des roulements linéaire. (%)

C : charge dynamique de la vis à billes. (N)

P : charge qu'on travaille avec (N)

L : durée de vie de la vis à billes (millions de tours)

C_s : couple de serrage. (N.m)

d : diamètre de la vis (mm)

l : distance entre les centres des «paliers» support de vis (m)

L_{10h} : durée de vie de la vis à billes (Heures)

Introduction générale

De nombreuses pièces mécaniques sont soumises à des sollicitations répétées. Les expériences ont montré que si l'amplitude et la quantité de la contrainte périodique sont suffisantes, il en résulte une fissuration progressive et une rupture par fatigue. Le test de fatigue est un essai primordial dans tous les domaines de l'ingénierie.

Les tests de fatigue sont une procédure cruciale utilisée par les ingénieurs et les techniciens pour aider à prédire la durabilité d'une pièce ou d'un composant dans ses conditions de fonctionnement.

Les tests de fatigue sont utilisés pour évaluer la durabilité structurelle d'un matériau (et d'un composant) en testant et en analysant sa capacité à résister à des conditions de charge cycliques.

En outre, on peut distinguer différentes machines pour les tests de fatigue. Une de ces dernières est la machine de flexion rotative. Concevoir une machine de fatigue multiaxiale automatisée est le but de notre projet de fin d'études.

Dans un premier chapitre nous allons présenter des généralités sur le phénomène de la fatigue et les machines de test de fatigue. Une attention particulière sera portée à la flexion rotative étant donné que notre dispositif devra avoir le même principe de fonctionnement.

On consacre le deuxième chapitre pour l'analyse fonctionnelle. L'analyse fonctionnelle interne est faite pour fixer les besoins et préparer le cahier de charge afin de fixer toutes les caractéristiques principales de la machine et les conditions d'exploitation à satisfaire, ensuite une analyse fonctionnelle externe est faite pour répondre à ces besoins avec la solution la plus optimale en justifiant notre solution parmi des solutions possibles que l'on citera.

Après la conception de la machine un calcul de vérification est nécessaire pour valider cette dernière et pour cela ce troisième chapitre est consacré à pour faire des calculs de résistance (RDM, Construction Mécanique) sur les solutions adoptées lors notre conception ainsi des simulations sur les organes qu'on a conçues

Après la conception et la validation de la machine un quatrième chapitre finalise notre travail.

Chapitre I : Notions sur la fatigue et état de l'art

I.1 Introduction :

Il est estimé que plus de 90 % des défaillances de matériaux en service sont dues à la fatigue et pas simplement à une surcharge mécanique. L'exécution de tests de fatigue des métaux pour calculer la limite d'endurance d'un matériau est essentielle dans de nombreuses industries comme l'aérospatiale et l'automobile pour garantir des conceptions de produits fiables et durables. Tous les matériaux peuvent subir une fatigue d'une manière ou d'une autre pendant la durée de vie de leur service.

Donc généralement, le but d'un essai de fatigue est de déterminer la durée de vie que l'on peut attendre d'un matériau soumis à un chargement cyclique, mais la résistance à la fatigue et la résistance à la fissuration sont également des valeurs couramment recherchées. La durée de vie en fatigue d'un matériau est le nombre total de cycles auxquels un matériau peut être soumis sous un seul schéma de chargement. Un essai de fatigue est également utilisé pour déterminer la charge maximale qu'un échantillon peut supporter pendant un nombre spécifié de cycles. Toutes ces caractéristiques sont extrêmement importantes dans toute industrie où un matériau est soumis à des forces fluctuantes et non monotones.

Les essais de fatigue cyclique produisent des chargements et déchargements répétés en flexion, torsion ou des combinaisons de ces contraintes.

I.1.1 Exemple de défaillance par fatigue :

Un exemple de défaillance due à la fatigue était les accidents d'avion des comètes De Havilland en 1954. Trois de ces jets de passagers se sont brisés en vol et se sont écrasés en une seule année. Les angles vifs autour des ouvertures des fenêtres de l'avion se sont avérés avoir agi comme des concentrateurs de contraintes qui ont déclenché des fissures. [3]

La pressurisation de l'avion à chaque vol a créé des cycles de contraintes dans le fuselage qui ont propagé les fissures dans le temps. À un moment donné, une longueur de fissure critique a été atteinte et une rupture rapide de la coque du fuselage s'est alors produite. [3]

I.2 Généralités sur la fatigue :

I.2.1 Définition :

La fatigue est un processus qui, sous l'action de contraintes ou déformations cycliques, répétées ou alternées, modifie les propriétés locales d'un matériau et peut entraîner la formation de fissures et éventuellement la rupture de la structure.

Les étapes principales de la fatigue sont :

- 1) Amorçage de fissures,
- 2) Propagation des fissures,
 - Elle suit d'abord approximativement le plan de scission maximale. La vitesse de propagation est alors très faible. Les défauts ne sont décelables qu'au laboratoire,
 - Puis elle suit le plan perpendiculaire à la contrainte de tension maximale. La vitesse de propagation s'accélère. Pendant cette période, les contrôles décèlent la fissure.
- 3) La rupture finale.

I.2.2 Contraintes Appliquées :

Généralement au cours de l'essai de fatigue, la contrainte appliquée, approximativement sinusoïdale, varie en fonction du temps, en raison des seules possibilités de fonctionnement des machines ou pour des raisons de commodité dans le traitement des résultats.

La contrainte, prise en compte lors d'un essai de fatigue, est une contrainte globale (calculée par rapport à la section de la pièce d'après la résistance des matériaux et relativement au domaine élastique). Elle est exprimée en N/mm² ou en MPa, Figure 1.

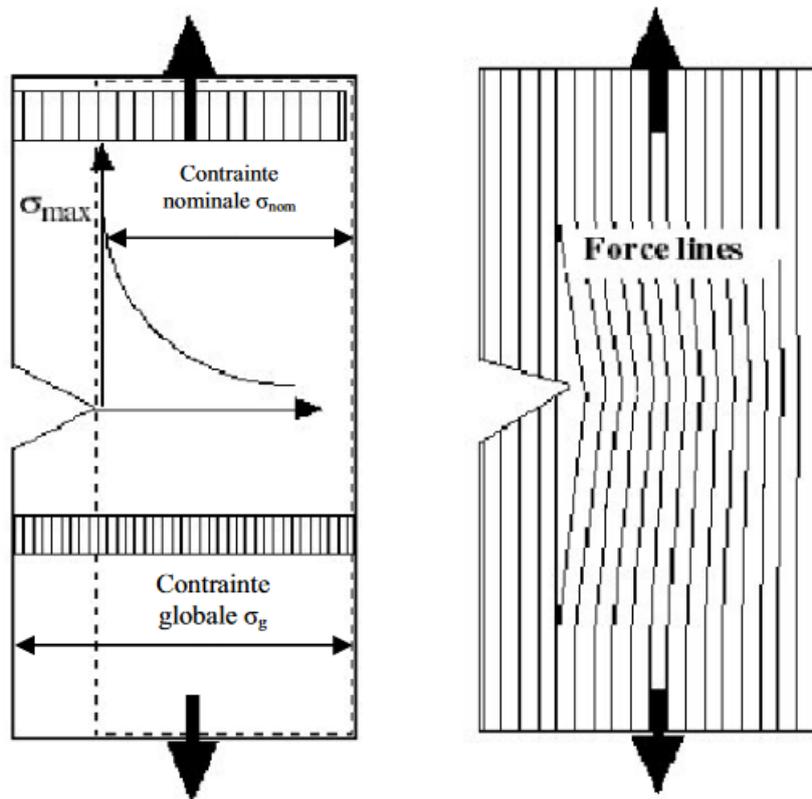


Figure 1-1: définition des contraintes (maximales, globales et nominales)

I.2.3 Cycle de contrainte en fatigue :

Les essais de fatigue sont définis par des normes, et ils sont de plusieurs types : [1]

- Traction – compression
- Flexion plane
- Flexion rotative
- Flexion trois points
- Torsion

Les éprouvettes sont soumises à des sollicitations périodiques. La contrainte passe par un maximum σ_{\max} et par un minimum σ_{\min}

Dans le cadre de ce travail, nous étudions les sollicitations de types sinusoïdales. On en déduit :

- La contrainte moyenne :

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

- L'amplitude de contrainte :

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

- L'étendue de variation de contrainte :

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} = 2\sigma_a$$

- Rapport de charge R

C'est le rapport de la contrainte minimale sur la contrainte maximale.

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$$

Dans Figure 1-2, nous présentons les termes et symboles utilisés pour décrire le cycle de contrainte :

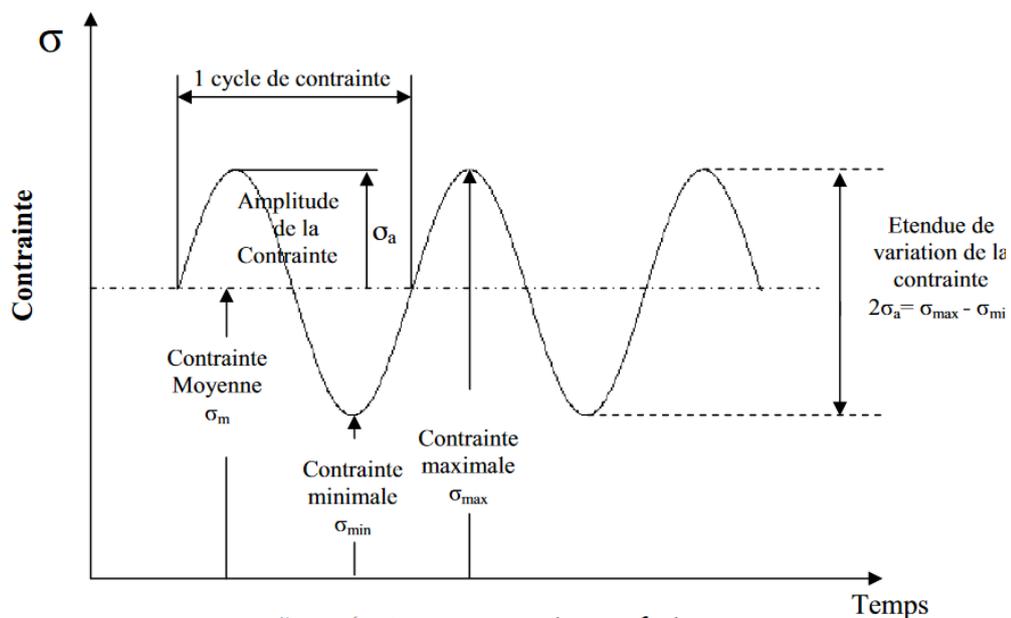


Figure 1-2: cycle de contrainte en fatigue

Les formes possibles de cycle de contraintes sont présentées dans la Figure 1-3.

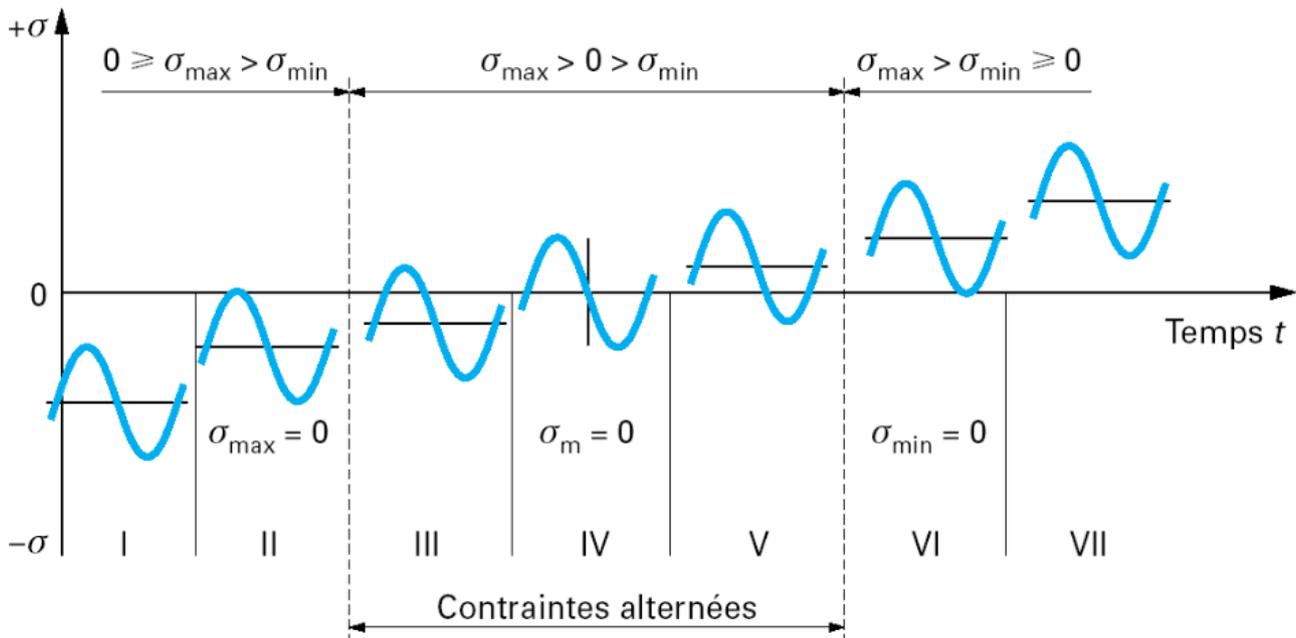


Figure 1--3: formes de cycle de contraintes

- I. Contrainte ondulée de compression : $1 < R_\sigma < +\infty$.
- II. Contrainte répétée de compression : $R_\sigma \rightarrow +\infty$.
- III. Contrainte alternée dissymétrique : $-\infty < R_\sigma < -1$.
- IV. Contrainte purement alternée : $R_\sigma = -1$.
- V. Contrainte alternée dissymétrique : $-1 < R_\sigma < 0$.
- VI. Contrainte répétée de traction : $R_\sigma = 0$.
- VII. Contrainte ondulée de traction : $0 < R_\sigma < 1$.

I.2.4 Courbe de Wöhler :

Universellement connue, la courbe de Wöhler est la plus ancienne et la seule permettant de visualiser la tenue de la pièce ou des matériaux dans le domaine de fatigue. Elle définit une relation entre la contrainte appliquée σ et le nombre de cycles à rupture N_R .

Pour la tracer, on réalise généralement des essais simples, qui consistent à soumettre chaque éprouvette à des cycles d'efforts périodiques, d'amplitude de chargement constante fluctuant

autour d'une valeur moyenne fixée, et de noter le nombre de cycles à rupture N_R . Pour plus de commodité, ce nombre N_R est reporté en abscisse sur une échelle logarithmique, et l'amplitude de contrainte a est reportée en ordonnée sur une échelle linéaire. Ainsi, à chaque éprouvette testée, correspond un point du plan (N_R, a) . A partir d'un certain nombre d'essais, nous établissons la courbe de Wöhler.[1]

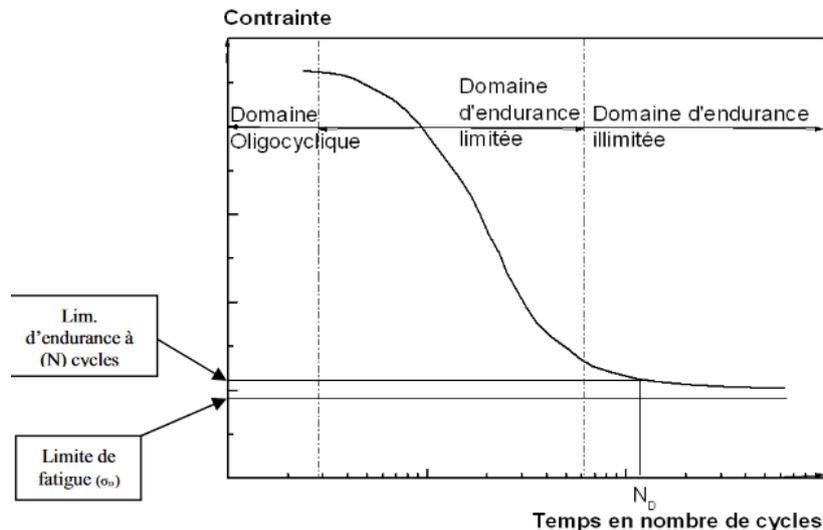


Figure 1-4 : courbe de Wöhler.

Limite de fatigue

C'est la contrainte pour laquelle aucune rupture n'est observée après un nombre de cycle infini, Figure 1-5

Limite d'endurance

La limite d'endurance correspond à la valeur limite vers laquelle tend l'amplitude de contrainte lorsque le nombre de cycles devient très grand. Dans le cas des aciers, cette limite d'endurance peut être réellement approchée avec 10^7 cycles.

Durée de vie

C'est le nombre de cycles au bout duquel l'éprouvette rompt.

I.3 L'essai de fatigue :

I.3.1 Historique :

La première personne à observer et à signaler ce que nous appelons maintenant la fatigue du métal était un administrateur minier allemand nommé Wilhelm Albert. Il a enquêté sur la défaillance des chaînes de levage de la mine. Il a ensuite construit une machine qui a soumis des longueurs de chaîne à des charges répétées allant jusqu'à 100 000 cycles. Il est l'auteur du premier article sur la fatigue des métaux en 1838.[4]

I.3.2 Les Différents types d'essais de fatigue :

Les essais de fatigue sont classés en cinq types :

Fatigue cyclique : causée par le chargement et le déchargement répétés du matériau ou du composant structurel.[5]

Fatigue de corrosion : fatigue cyclique accélérée par la corrosion de surface du matériau pénétrant vers l'intérieur.

Fatigue par frottement : causée par le frottement et l'abrasion à petite échelle des pièces adjacentes.

Fatigue thermique : causée par les fluctuations de stress induites par les dilatations et les contractions thermiques.

La fatigue acoustique : également connue sous le nom de fatigue sonore, est causée par des fluctuations dues aux vibrations excitées, par exemple, par le bruit des jets ou des hélices.

On s'intéresse seulement à la fatigue cyclique dans notre mémoire.

I.3.3 Classification des sollicitations

Selon [19], on peut classer, pratiquement, les sollicitations cycliques selon la nature des efforts exercés par les machines sur les pièces ou les éprouvettes. On distingue ainsi :

- Les essais de flexion plane où toutes les fibres à la même distance de la fibre neutre sont simultanément dans le même état de traction ou de compression ;
- Les essais de flexion rotative où toutes les fibres (sauf la fibre neutre) sont successivement tendues puis comprimées, la valeur de la contrainte exercée sur chaque fibre variant linéairement, dans le domaine élastique, avec sa distance à la surface où la fibre externe supporte la contrainte maximale ;
- Les essais sous efforts axiaux, traction ou compression, ou, en l'absence de discontinuité géométrique, la contrainte est constante dans toute section droite ;
- Les essais de torsion ;
- Les essais sous contraintes combinées, statiques et cycliques, torsion et flexion, traction et torsion, etc.

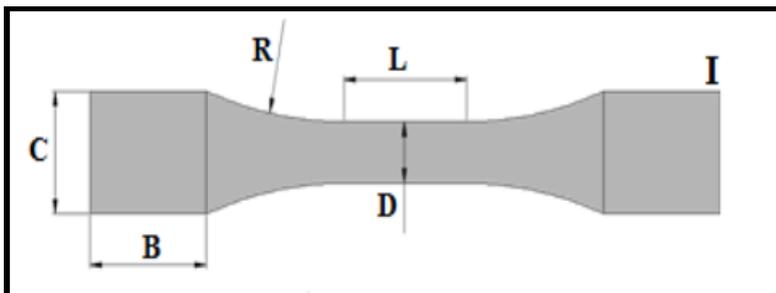
Des éprouvettes et machines d'essais de types différents permettent d'effectuer ces divers essais : machines de flexion plane, de flexion rotative, de torsion.

I.3.4 Les Eprouvettes utilisées pour les essais de fatigue :

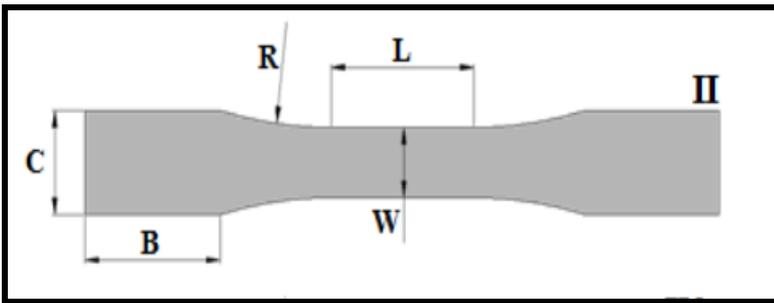
Les éprouvettes permettent de déterminer la courbe de Wohler et la limite d'endurance des matériaux

Les éprouvettes utilisées dans l'essai de fatigue sont de forme et de taille très diverses. Cependant, nous pouvons distinguer des différents types principaux.

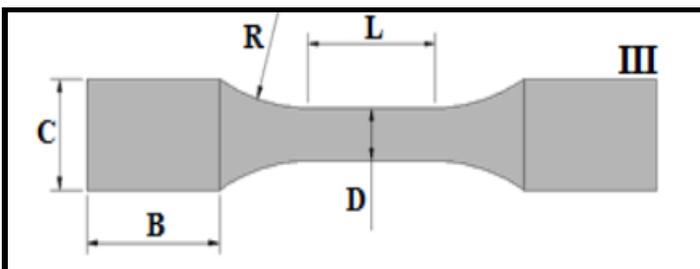
Type 1 : éprouvette d'essai de congé de mélange tangentielllement avec section d'essai circulaire



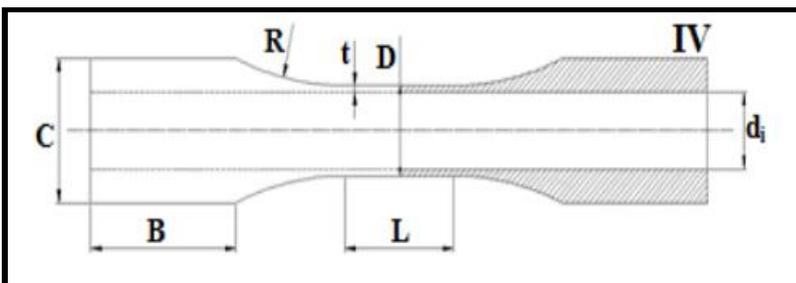
Type 2 : éprouvette d'essai de congé de mélange tangentielllement avec section d'essai rectangulaire



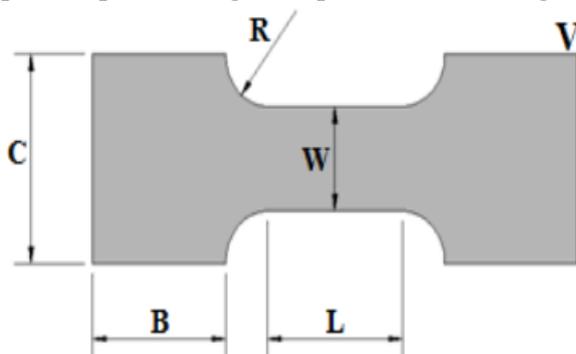
Type 3 : éprouvette de section d'essai à jauge uniforme



Type 4 : éprouvette tubulaire à paroi mince pour essai de fatigue par torsion axiale



Type 5 : éprouvette générique d'essai de fatigue en flexion



I.4 Machine de flexion rotative (rotating beam):

Dans notre mémoire on s'intéresse aux machines de flexion rotative qui sont l'une des plus anciennes méthodes utilisées pour déterminer le comportement en fatigue d'un matériau.

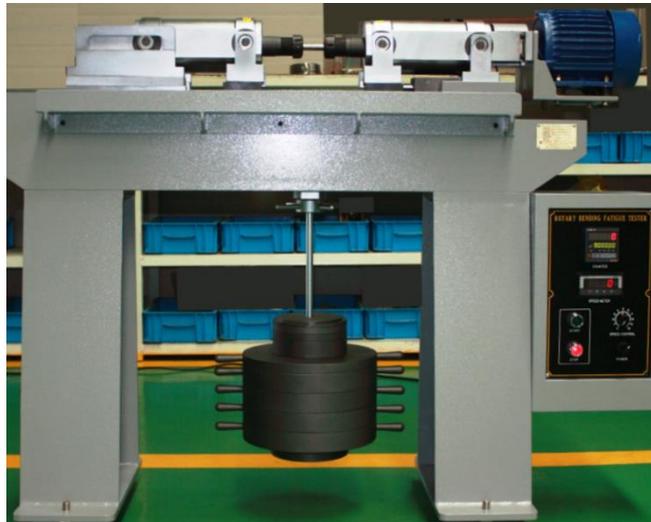


Figure 1-5 : machine de flexion rotative

I.4.1 Son fonctionnement :

Pour effectuer un test avec le testeur de faisceau rotatif, un échantillon est placé dans la machine et une force est appliquée via un moment de flexion à l'aide de poids suspendus à l'échantillon. La force induit une contrainte de surface qui sera de traction d'un côté de l'échantillon et de compression de l'autre côté. L'exécution d'une série de tests sur des échantillons identiques avec des contraintes variables permettra à l'utilisateur de créer une courbe S-N.

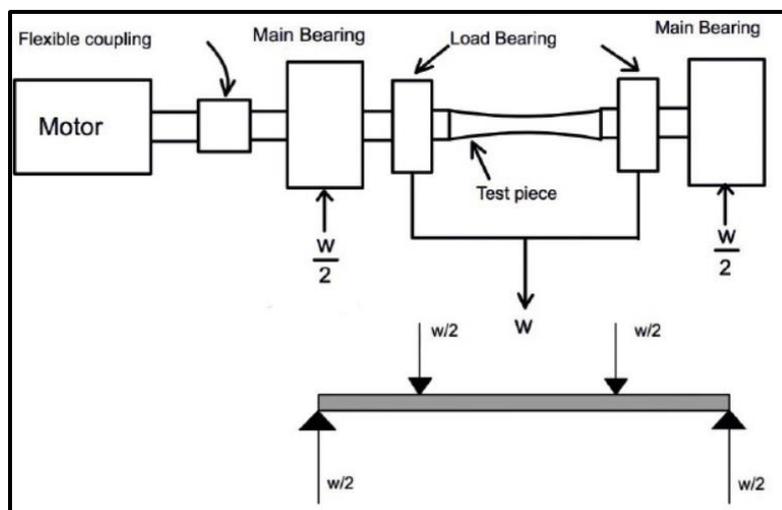


Figure 1-6 : illustration des forces répanues sur l'essai de flexion rotative avec un exemple de poutre

I.4.2 La machine réalisée au département :

Les figures 1-7 et 1-8 montre la machine de fatigue réalisée au département [21], Cette machine réalise Des essais de torsion alternée et de flexion plane monotone, Le but est de Changer le système de charge monotone.

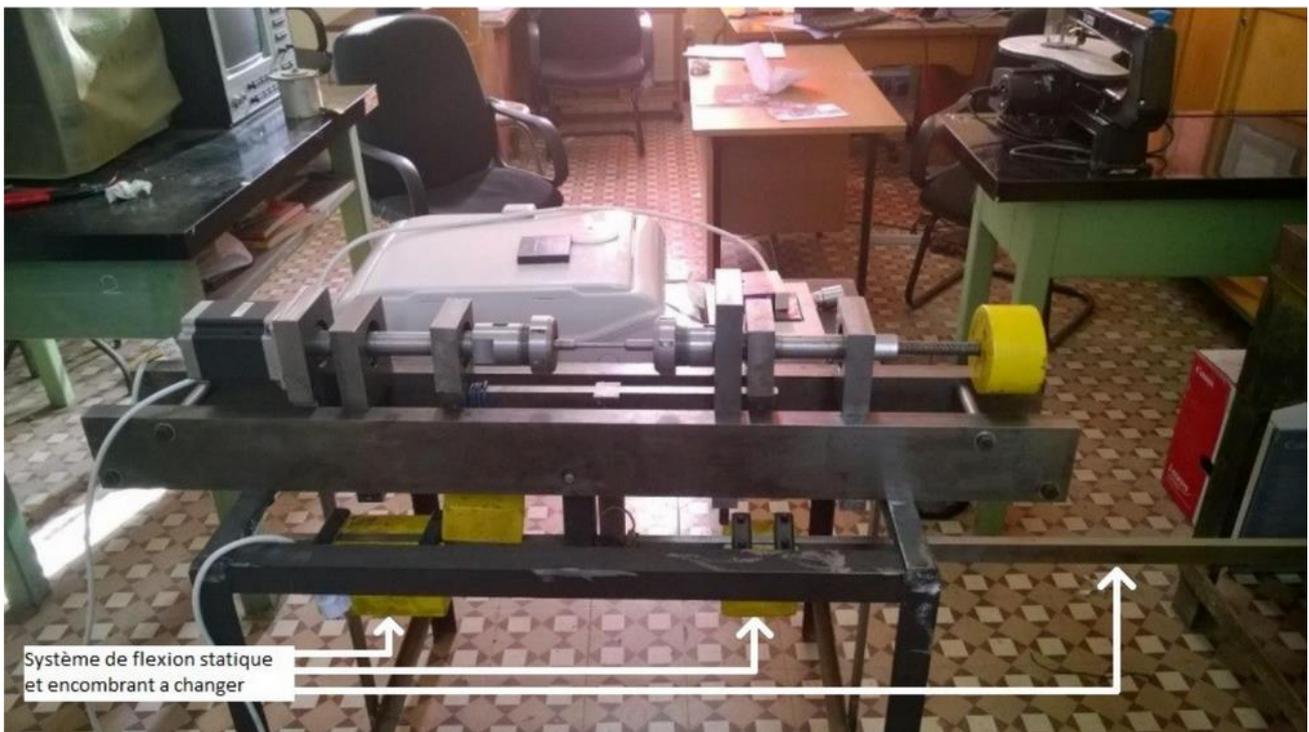


Figure 1-7 : Machine de fatigue réalisée avec système de flexion plane monotone à changer.[21]

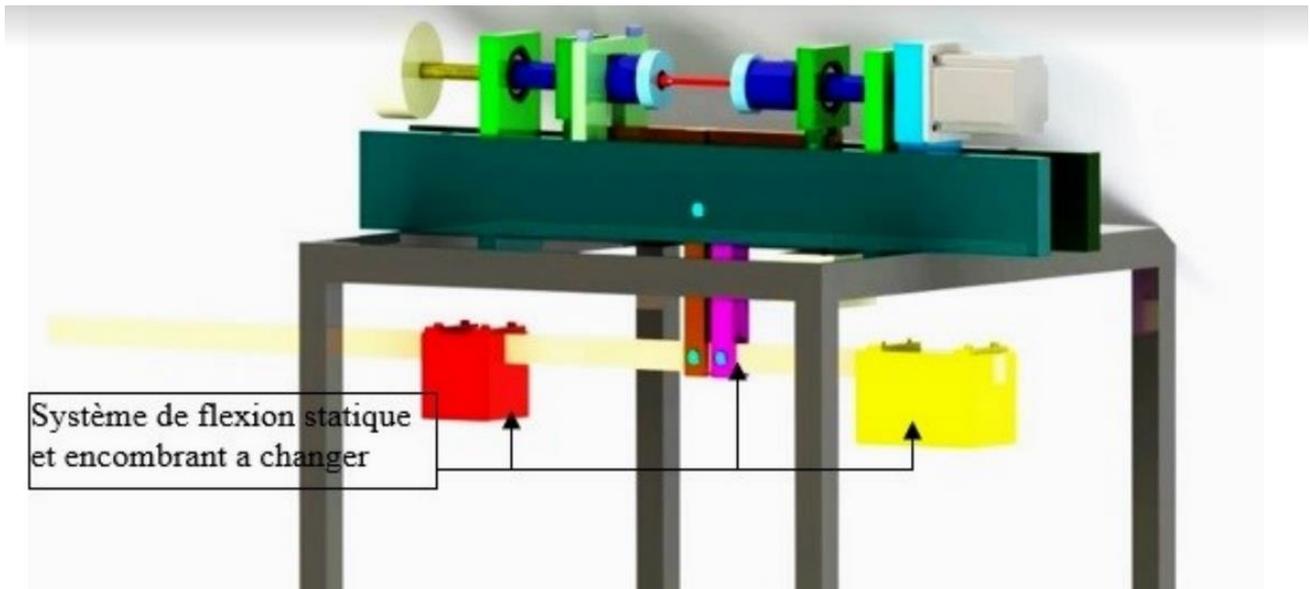


Figure 1-8 : Modèle SolidWorks de la machine réalisé.[21]

I.5 Conclusion :

Dans ce chapitre, nous donnons un aperçu général sur le phénomène de la fatigue et l'importance de connaître le comportement réel d'un matériau (un exemple de défaillance par fatigue), en abordant les différents types d'essais de fatigue, les types des sollicitations existant et la possibilité d'obtenir des résultats du comportement d'un matériau.

Enfin, on s'intéresse sur les essais de fatigue de la « flexion rotative » afin de représenter le comportement réel du matériau soumis à un état de contrainte multiaxiale lors d'applications réelles.

Le département possède une machine de flexion rotative ou en torsion. Le but est de combiner un système afin de rendre cette machine pour réaliser des essais multiaxiaux de fatigue

Chapitre 2 : Méthodologie de conception

II.1 Introduction :

La conception mécanique consiste à concevoir des pièces, des composants ou des systèmes de nature mécanique. De nombreux critères sont proposés dans le processus de conception mécanique, certains critères de conception principaux incluent la fonction, la sécurité, la fiabilité, la facilité de fabrication, le poids, la taille, l'usure et la facilité de maintenance. En général, un problème de conception mécanique doit être formulé avec des énoncés clairs et complets de fonctions, de spécifications et de critères d'évaluation.

Par conséquent, dans ce chapitre, nous avons conçu le processus de dimensionnement de la machine conformément aux exigences et critère de notre cahier des charges.

II.2 Analyse fonctionnelle :

II.2.1 Introduction :

L'analyse fonctionnelle est la prochaine étape du processus d'ingénierie des systèmes après la définition des objectifs et des exigences. L'analyse fonctionnelle divise un système en parties plus petites, appelées éléments fonctionnels, qui décrivent ce que nous voulons que chaque partie fasse. Nous n'incluons pas encore le comment de la conception ou de la solution. À ce stade, nous ne voulons pas limiter les choix de conception, car cela pourrait laisser de côté la meilleure réponse. Dans les étapes ultérieures, nous identifierons les alternatives, les optimiserons et sélectionnerons les meilleures pour constituer notre système complet. La figure 2-1 montre les différentes étapes de l'analyse fonctionnelle.

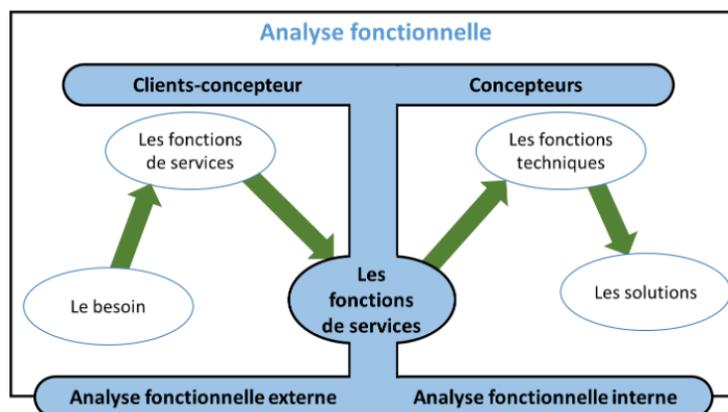


Figure 2-1: Les différentes étapes de l'analyse fonctionnelle.

II.2.2 Analyse fonctionnelle externe :

L'analyse fonctionnelle externe décrit le point de vue d'utilisateur, et ne s'intéresse au produit qu'en tant que « Boite noire » capable de former des services dans son environnement durant son cycle d'utilisation.[7]

II.2.2.1 Analyse des besoins :

La première étape de la conception est d'analyser la situation à considérer Restrictions, risques et tout autre facteur pertinent. Il assure le travail ou Le processus de satisfaction des besoins des clients.

II.2.2.2 Objectif (besoin) :

Une machine de fatigue a été réalisée au département. Cette machine réalise des essais de torsion alternée et de flexion plane monotone. **Le but** est de rendre le système de charge monotone en flexion alternée et obtenir ainsi une machine de fatigue multiaxiale.

II.2.2.3 Diagram bête à corn :

Pour faire le diagramme bête à corn il faut répondre à trois questions :

A qui ? sur quoi ? Et pour quel but ? Ci-dessous la réponse sur ces 3 trois derniers questions suivant à notre projet.

Tableau 2-1 : Les trois questions pour l'élancement de besoin.

Question	Réponse
A qui ?	Laboratoire génie mécanique
Sur quoi ?	Des éprouvettes
Pour quel but ?	Test de fatigue (Définir le comportement d'un matériau)

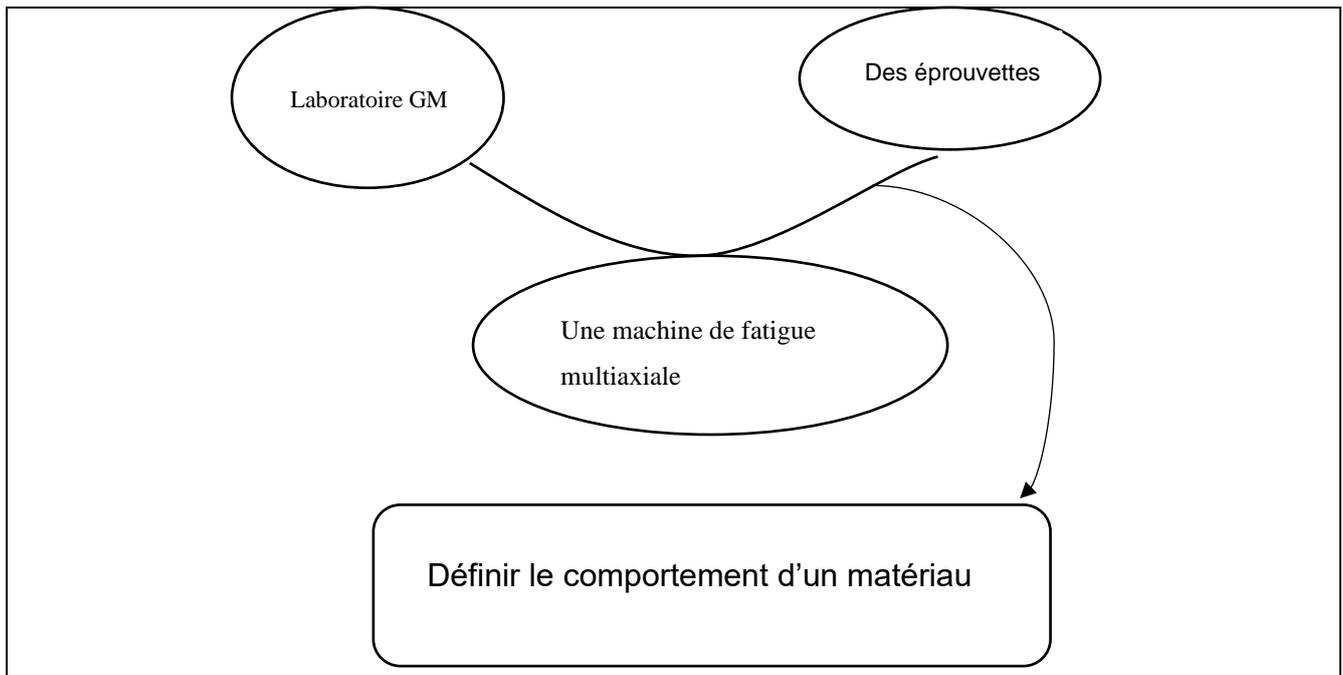


Figure 2-2: Diagramme bête à corne

II.2.2.4 Validation du besoin : :

On peut valider notre besoin en utilisant l'outil graphique « la boîte A-0 » :

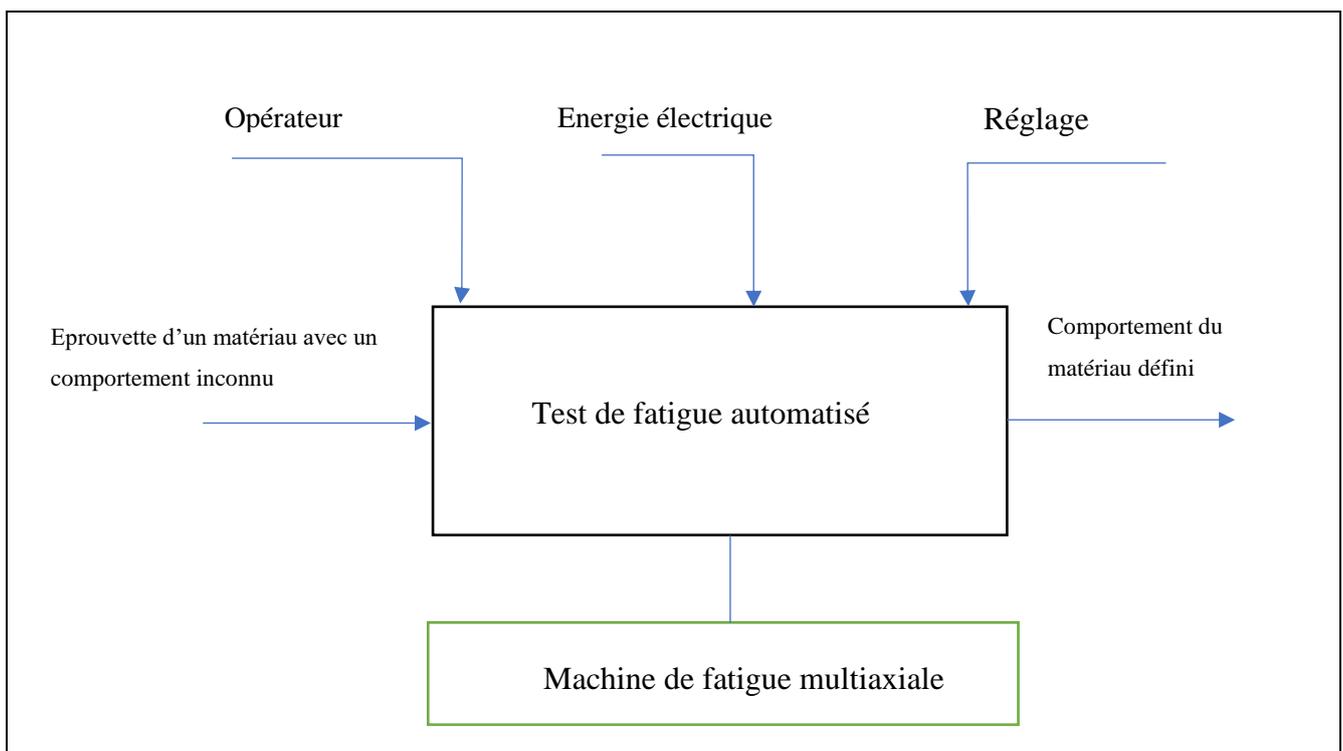


Figure 2--3: Boîte A-0

II.2.2.5 Diagramme de pieuvre :

Un diagramme de pieuvre ou diagramme d'interaction est un diagramme montrant la relation entre un produit/service et son environnement, et un diagramme de pieuvre est utilisé pour représenter la fonction de service du produit. En d'autres termes, vous pouvez voir quelles sont les fonctions de base et secondaires du produit, et comment ces fonctions réagissent avec l'environnement extérieur. La figure ci-dessous montre notre diagramme de pieuvre.

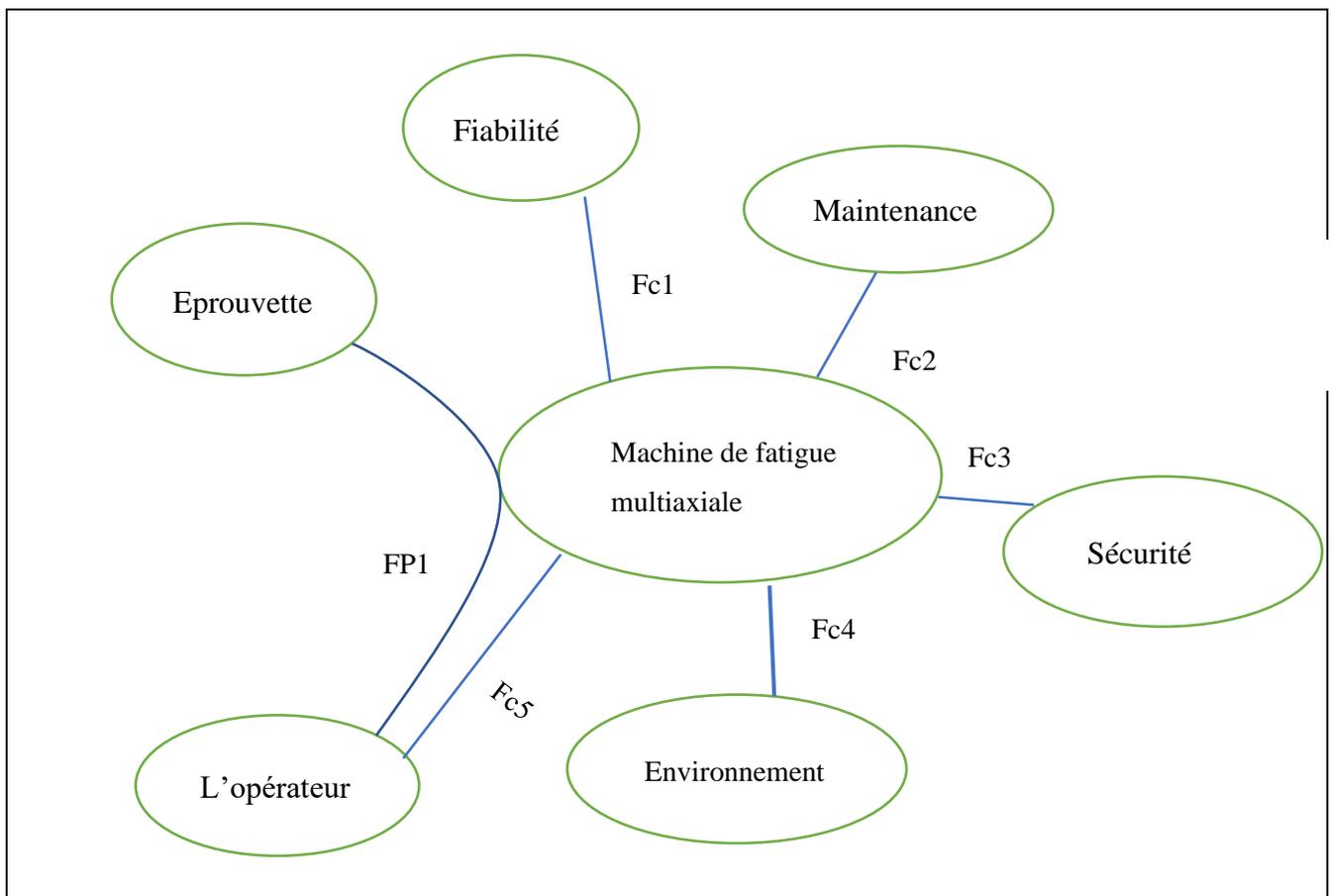


Figure 2-4: Diagramme de pieuvre

Ce tableau ci-dessous va tout résumer sur le diagramme de pieuvre :

Tableau II-2. Caractérisation de fonctions de services.

	Fonction	Critère	Niveau
Fp1	Déterminer le comportement du matériau	Appliquer un effort cyclique sur chaque éprouvette.	Vitesse moteur (1000-2000 Tr/min)
Fc1	Avoir une bonne probabilité de n'avoir aucune défaillance	Fiabilité	$R \geq 90\%$
Fc2	Avoir une maintenance préventive.	Facilité de maintenance	Démontage et montage rapide.
Fc3	Respecter les normes de sécurité	Les normes de sécurité	ISO 16090- 1:2017
Fc4	Le respect et la résistance à l'environnement	Les effets du milieu ambiant et pas trop bruyante et	Entre 50 et 60 dB et pas de corrosion
Fc5	Être facile à utiliser	Interface Homme-machine	Ecran d'ordinateur

II.2.3 Analyse fonctionnelle interne :

L'analyse fonctionnelle technique c'est une analyse qui permet de faire la transition entre l'analyse fonctionnelle du besoin et la conception détaillée.

II.3 Etude fonctionnelle et conception :

II.3.1 Introduction :

Après avoir cité les fonctions techniques de la partie précédente, on a besoin de Rechercher et caractériser des solutions techniques adaptées pour la conception de notre machine.

II.3.2 Logiciel utilisé :

Le logiciel de CAO SolidWorks® est une application de conception mécanique 3D paramétrique qui permet aux concepteurs d'esquisser rapidement des idées, d'expérimenter des fonctions et des cotes afin de produire des modèles et des mises en plan précises.[8]

SolidWorks Corporation a été fondée a Waltham en Décembre 1993 par Jon Hirschtick, un étudiant de MIT. Il a engagé une équipe d'ingénieurs pour construire un système CAD 3D facile à utiliser, peu coûteux et utilisé windows que le système d'exploitation. Dans le siège à accord en 1995, il a été publié la première version, SolidWorks 95. En 1997, Dassault Systèmes, bien connu pour CATIA, acquis la société dans laquelle elle détient 100% des actions. SolidWorks a été dirigé par John McEleney de 2001 à Juillet 2007 et Jeff Ray de 2007 à Janvier 2011. De 2011-2014 PDG est Bertrand Sicot. Dans les premières semaines de 2015 le guide SolidWorks a été confiée à Gian Paolo Bassi.[9]

Solidworks permet de réaliser de la modélisation 2D et 3D, ce logiciel de CAO est réputé pour sa simplicité d'utilisation et se veut intuitif.

Le logiciel SolidWorks permet de :

- concevoir des objets en 3D de manière très précise.
- développer des produits
- vérifier la conception de votre fichier
- détenir une bibliothèque de vos fichiers 3D
- mettre en place des mises en plan 2D
- créer des images et animations de vos objets 3D
- estimer le coût de la fabrication de vos objets 3D

II.3.3 Résolution de notre besoin et génération des solutions :

II.3.3.1 Notre besoin final :

Donc finalement on a besoin de rendre le système de charge monotone en flexion alternée et obtenir ainsi une machine de fatigue multiaxiale.

En d'autres termes on a besoin de faire la conception d'une machine de flexion alternée (charges cycliques).

II.3.3.2 Moteur :

Pour commencer notre conception, il faut poser les questions suivantes, pour faire des essais de fatigue cycliques on a besoin de quoi ? réponse : des vas et viens

Qu'elle est l'organe qui peut alimenter notre système avec l'Energie cinétique pour faire des vas et viens automatisé ? réponse : moteur

Et pour cela les moteurs ils sont créés pour alimenter un système avec un mouvement rotatif.

Types des moteurs :

On a le choix de choisir entre 2 moteurs seulement pour alimenter notre système :

Les moteurs à courant continu :

Les moteurs à courant continu sont des dispositifs électromagnétiques qui utilisent l'interaction des champs magnétiques et des conducteurs pour convertir l'énergie électrique en énergie mécanique pour la rotation. Il existe de nombreux types de moteurs à courant continu sur le marché. Les moteurs à balais et sans balais sont les moteurs à courant continu les plus courants.

Pourquoi les appelle-t-on moteurs à balais ? Le courant est fourni via deux balais métalliques fixes qui entrent en contact avec les différents segments de la bague. Lorsque le collecteur tourne, les balais entrent en contact avec le segment suivant et continuent donc la rotation du moteur. Comme vous pouvez l'imaginer, cela génère de la friction et donc de la chaleur et même des étincelles sont générées.



Figure 2-5: L'intérieure de moteur à courant continu à balais

Mouvement :

Un moteur à courant continu ? Les moteurs à courant continu sont constitués de bobines connectées à des segments d'un anneau ou d'un collecteur. Les bobines sont entourées d'une paire d'aimants, ou d'un stator, qui enveloppe les bobines dans un champ électrique. Lorsque le courant passe à travers un fil dans un champ magnétique, le fil subit une force, et donc les bobines du moteur subissent une force qui pousse la bobine et commence la rotation.

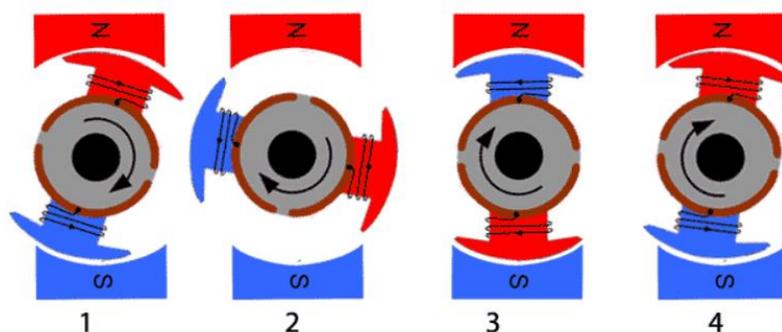


Figure 2-6 : Un moteur à courant continu à balais en fonctionnement

La bobine subit une force descendante lorsqu'elle atteint la zone de droite et une force ascendante lorsqu'elle atteint la zone de gauche. En ajoutant plusieurs bobines attachées à différents segments sur

le collecteur, une rotation stable peut être maintenue. Le sens de rotation peut être inversé simplement en inversant la polarité sur les contacts du moteur.

Avantages et inconvénients :

Tableau II.3 Les avantages de moteur à courant continu.

	Avantage
Simple à contrôler	Le contrôle d'un moteur à courant continu à balais est aussi simple qu'un interrupteur. Appliquez simplement une tension pour commencer à les conduire. Ils ralentissent lorsque la tension est abaissée et tournent dans l'autre sens lorsque la tension est inversée.
Raisonnement efficace	Les moteurs à courant continu à balais ont une efficacité d'environ 75 à 80 %.
Peu coûteux	Les moteurs à courant continu à balais ont un prix Très bas.

Tableau II.4 Les inconvénients de moteur à courant continu.

	Inconvénients
Bruit	Outre le bruit audible des pièces frottantes, un bruit électromagnétique est également généré en raison des fortes étincelles qui se produisent dans les zones où les balais passent au-dessus des interstices du collecteur. Cela peut potentiellement provoquer des interférences dans d'autres parties du système.
Entretien constant	Les brosses peuvent s'user facilement en raison d'un contact en mouvement continu et nécessitent un entretien constant. La vitesse peut être limitée en raison du chauffage des brosses.

Les moteurs pas à pas :

Les moteurs pas à pas sont des moteurs qui se déplacent par étapes précises et discrètes. Appréciés pour leur contrôle de position précis, ils trouvent beaucoup d'applications telles que les imprimantes de bureau, les caméras de sécurité et les machines CNC.

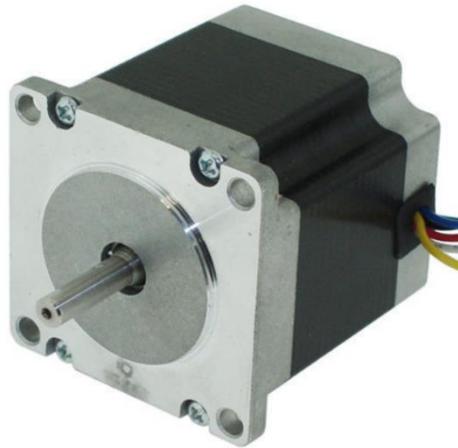


Figure 2-7: Moteur pas à pas

Principe de fonctionnement :

Les moteurs pas à pas ont un système de contrôleur qui envoie des impulsions électriques à un pilote, qui interprète ces impulsions et envoie une tension proportionnelle au moteur. Le moteur se déplace alors par incréments d'angle précis et fixes, d'où le nom de "pas à pas". Le moteur pas à pas fonctionne de la même manière que les moteurs à courant continu sans balais, sauf qu'il se déplace par pas beaucoup plus petits. Sa seule partie mobile est également le rotor, qui contient les aimants. La polarité de chaque bobine est contrôlée par un courant alternatif. Lorsque la polarité change, chaque bobine reçoit un effet de poussée ou de traction, déplaçant ainsi le moteur.

Ils peuvent être contrôlés avec des microcontrôleurs couramment disponibles et bon marché. Cependant, le moteur pas à pas est un appareil gourmand en énergie qui consomme constamment un maximum de courant. Les petits pas qu'il faut signifient également qu'il a une faible vitesse de pointe, et les pas peuvent potentiellement être ignorés lorsque des charges élevées sont utilisées.

Avantages et inconvénients :

Tableau II.5 Les avantages de moteur pas à pas.

	Avantages
Positionnement précis	Les moteurs pas à pas ont un nombre de pôles élevé, généralement de 50 à 100, et peuvent se déplacer avec précision entre leurs nombreux pôles sans l'aide d'un encodeur de position
Contrôle précis de la vitesse	Des incréments précis de mouvement permettent un excellent contrôle de la vitesse, ce qui en fait un bon choix dans l'automatisation des systèmes
Excellentes caractéristiques de couple à basse vitesse	Les moteurs pas à pas ont un couple maximal à basse vitesse (moins de 2000 tr/min), ce qui les rend adaptés aux applications qui nécessitent une faible vitesse avec une grande précision. Les moteurs à courant continu et les servomoteurs normaux n'ont pas beaucoup de couple à basse vitesse.
Excellent couple pour maintenir la position	Convient aux applications avec un couple de maintien élevé.
Facile à contrôler	Les moteurs pas à pas peuvent être facilement contrôlés avec des microcontrôleurs

Tableau II.6 Les inconvénients de moteur pas à pas

	Inconvénients
Couple à haute vitesse limité	Généralement, les moteurs pas à pas ont moins de couple à haute vitesse qu'à basse vitesse. Certains steppers peuvent être optimisés pour un meilleur couple à haute vitesse, mais un pilote devrait être associé à celui-ci pour atteindre ces performances.
Faible efficacité	Contrairement aux moteurs à courant continu, la consommation de courant des moteurs pas à pas est indépendante de la charge et ils consomment constamment un courant maximal. En tant que tels, ils ont tendance à devenir chauds.

Peut sauter des étapes	Comme les moteurs pas à pas ont une faible vitesse de pointe, ils peuvent sauter des étapes à des charges élevées
------------------------	---

Critères de choix :

On privilégie le choix de notre moteur sur le faible de bruit, couple élevé sur des vitesses basses tant que on n'a pas trop besoin des vitesses importante pour nos tests.

Choix final : Moteur pas à pas pour sa précision, son couple élevé, Faible vibration et faible bruit.

Le département de génie mécanique met à notre disposition le moteur pas à pas NEMA42 qui possède les caractéristiques suivantes :

- Marque nom : JK moteur pas à pas
- Numéro de Type : JK110HS99-5504
- Phase :2
- Type : Hybride
- Courant/ Phase :5.5A
- Taille du cadre :110mm * 110mm
- Longueur du corps :99mm
- Résistance :0.9 Ω
- D'inductance :12mH
- Tension :4.95V
- Arbre forme : Fente de clé
- Diamètre d'arbre :19mm
- Longueur de l'arbre :55.37mm
- Certifié CE et conforme à la norme ROHS
- Couple de maintien : 11.7 N.m
- Poids : 5 Kg

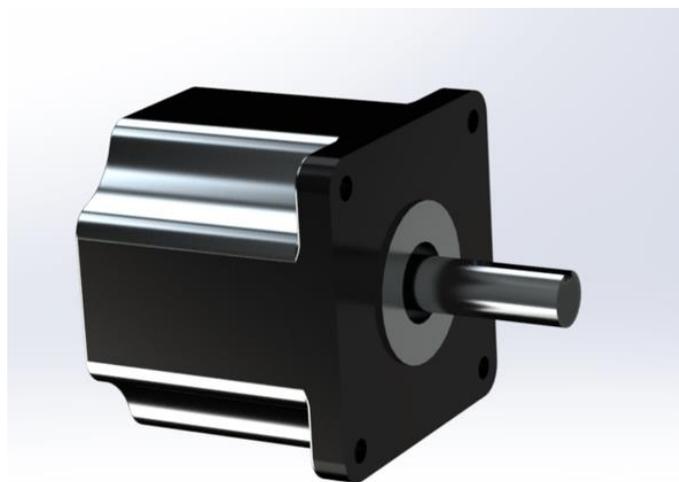


Figure 2-8: Moteur NEMA 42

II.3.3.3 Choix de mécanisme :

Après l'obtention de notre moteur qui est la source de notre alimentation avec la rotation, nos essais de fatigue ont besoin de mouvements alternés en translation. Cela pose une autre question : quel mécanisme peut transformer notre mouvement de rotation en translation ?

Et pour cela on a plusieurs choix (il existe différents systèmes mécaniques) :

Le système bielle-manivelle :

Le système bielle-manivelle transforme un mouvement de rotation en mouvement de translation alternatif

- Avantages :

Ce mécanisme peut fonctionner à grande vitesse.

- Inconvénients :

Il y a beaucoup de frottement dû aux nombreuses articulations de ce système. Il faut alors beaucoup de lubrification. [10]

Système vis-écrou :

Le système vis-écrou permet de transformer un mouvement de rotation en un mouvement de translation en combinant les mouvements d'une vis et d'un écrou.

Avantages :

- Ce mécanisme permet d'exercer des forces et des pressions importantes.
- Pas de jeux et pas de frottements dans la transmission.
- Il permet aussi des ajustements fins.

Inconvénients :

- Ce mécanisme génère beaucoup de frottement.
- Sa fragilité peut entraîner des problèmes de guidage.
- Le système est lent à moins d'avoir un pas de vis important.

Système pignon-crémaillère :

Le système à pignon et crémaillère transforme le mouvement de rotation du pignon en un mouvement de translation de la crémaillère ou vice versa.

Avantages :

- Il n'y a aucun glissement lors de la transformation de ce mouvement.
- La force de ce système est relativement grande.

Inconvénients :

- Les engrenages qui sont utilisés peuvent nécessiter une lubrification importante.
- Ce mécanisme nécessite un ajustement précis à cause des dents entre la roue et la crémaillère.
- Il y a beaucoup d'usure.
- Ce n'est pas un mouvement cyclique, c'est un mouvement fini (on doit s'arrêter lorsqu'on est rendu au bout de la crémaillère).

Système à came et tige-poussoir :

Le système de came et tige-poussoir (aussi appelée tige guidée) permet de transformer le mouvement de rotation de la came en un mouvement de translation alternatif (de va-et-vient) de la tige-poussoir.

Avantages :

- On peut configurer la came de façon à faire varier le déplacement de la tige d'un mouvement de translation à un autre.
- Ce système permet une réduction considérable de la vitesse.
- Il permet des ajustements précis.

Inconvénients :

- Les pièces s'usent rapidement et elle nécessite un besoin constant de lubrification.
- Le risque de vibrations importantes est présent si la came tourne à grande vitesse.

Choix de mécanisme retenu :

Selon notre analyse fonctionnelle et cahier des charges, on s'intéresse à la solution qui répond le maximum à nos besoins. Pour cela on adopte comme solution le mécanisme de vis à billes dont les avantages sont les suivants :

- Rendement plus élevé grâce à l'angle de filetage optimisé
- Durée de vie prolongée en raison de l'asymétrie
- Précision / diamètre nominal -0,1

- Faible bruit et amortissement des vibrations grâce à la géométrie des dents arrondies
- Transmettre des efforts importants

Le département de génie mécanique met à notre disposition la vis à billes de diamètre 20 mm avec un pas de 5 mm dont la référence est RM 2005FK selon [9]

Référence	Dimensions en mm											
	Pas	d_1	d_0	D_1 g6	D_4	D_5 H13	D_6 h13	$L_{\pm 1}$ ± 1	L_1 ± 2	L_2 $\pm 0,5$	L_3 h13	
RM 1605 FK	16	5	15,6	12,7	28	38	5,5	48	48,5	10	5,5	10
RM 2005 FK	20	5	19,6	16,7	36	47	6,6	58	48,5	10	5,5	10

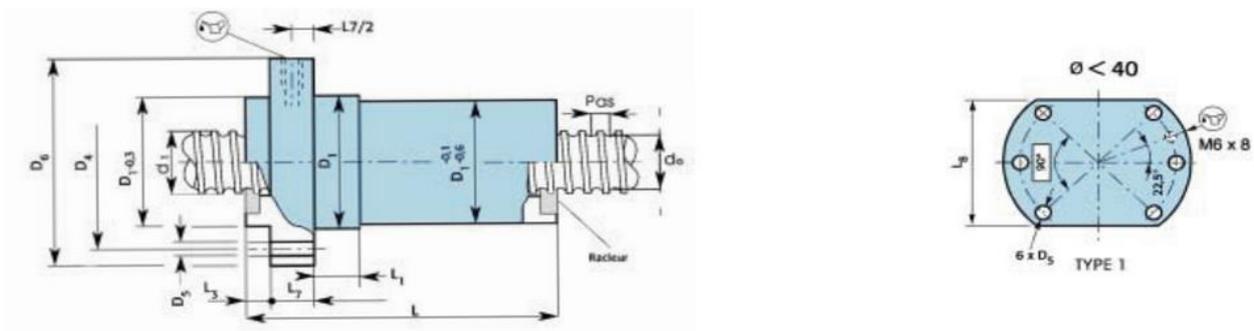


Figure 2-9: Caractéristique de la vis à billes [9].

Et pour la conception de cette vis à billes dans le logiciel SolidWorks.



Figure 2-10 : Vis à billes conçue

II.3.3.4 Choix d'accouplement :

Après avoir choisi notre vis à billes et le moteur, une question va se poser automatiquement comment transmettre le mouvement entre 2 organes (dans notre cas c'est la vis à billes et moteur) ?

La réponse : accouplement.

Un accouplement est une pièce d'élément mécanique qui relie deux arbres ensemble pour transmettre avec précision la puissance du côté entraînement au côté entraîné tout en absorbant l'erreur de montage (désalignement), etc. des deux arbres.

Nos critères critiques pour le choix de notre accouplement :

- Transmettre la puissance :
C'est évident qu'un accouplement doit transmettre la puissance complète.
- Absorber le désalignement
Il faut un temps considérable pour aligner l'arbre d'entraînement sur l'arbre entraîné avec une grande précision.
Si les axes de deux arbres sont mal alignés, une force supplémentaire est appliquée à plusieurs reprises sur les pièces environnantes lors de sa rotation, ce qui provoque des vibrations et du bruit.
De plus, même si les mêmes pièces sont utilisées pour fabriquer des unités, il existe des erreurs telles que la précision d'usinage, il est donc très difficile d'assembler chaque unité avec précision, car les dimensions sont différentes unes par une.
Par conséquent, un accouplement doit être utilisé pour absorber de telles erreurs de montage. L'accouplement a pour rôle de transmettre la puissance de manière dynamique et précise même s'il existe un désalignement (excentricité / angle de déclinaison, déplacement axial, etc.) entre les deux arbres.
- Absorber les vibrations pour protéger les organes proches :
Les vibrations et les chocs peuvent être transférés aux pièces environnantes lors de l'utilisation de la machine.
Par exemple, si la vibration d'un moteur, etc. du côté entraînement est transmise à la vis à billes, etc., cela dévie la machine de la position prescrite et il est impossible de faire bon usage des performances de la machine.
De plus, si une machine sans accouplement reçoit un impact de l'extérieur, l'impact peut être transmis directement au moteur et peut endommager le moteur.

Il existe des différents types d'accouplement :

- Accouplement rigide en torsion.
- Accouplement rigide.
- Accouplement flexible.

Chaque type d'accouplement a son domaine d'utilisation et ses avantages et ses désavantages. Pour notre cas on choisit l'accouplement flexible d'Oldham pour ses différents avantages qui répondent à nos besoins qui ont été cités dans l'analyse fonctionnelle.

- Opération sans jeu

- Capacités élevées de désalignement parallèle

Les accouplements Oldham sont capables de supporter un désalignement parallèle jusqu'à 10 % de leur diamètre extérieur avec de faibles charges de roulement. Cela peut être fait car la seule résistance est le frottement du disque glissant sur les tenons du moyeu. Ce désalignement parallèle est nettement plus élevé que ce dont sont capables d'autres accouplements servo et permet d'utiliser des accouplements Oldham dans des applications avec un désalignement d'arbre par ailleurs prohibitif.

- Assemblage aveugle

Les accouplements Oldham peuvent être utilisés dans des systèmes où l'accès à l'arbre est limité en raison de leur conception en trois pièces. Cela permet de gagner un temps considérable lors de la réparation ou de l'installation, car l'ensemble du système n'a pas besoin d'être démonté. Les disques Oldham sont faciles à retirer sans utiliser d'outils.

- Conception à sécurité intégrée

Dans une situation de surcharge de couple, le disque tombera en panne, arrêtant immédiatement la transmission de puissance. Certains systèmes sont susceptibles de subir des dommages dus à un fonctionnement continu et compromis. Les disques Oldham cassés sont peu coûteux, faciles à remplacer, et leur capacité à fonctionner comme un fusible mécanique est une excellente alternative pour provoquer une usure prématurée ou une défaillance prématurée des composants du système plus coûteux.

- Faible coût de remplacement

Lorsqu'un accouplement Oldham tombe en panne, le disque se brise et est généralement le seul élément qui doit être remplacé. Cela est peu coûteux par rapport aux accouplements avec des conceptions en une seule pièce. De plus, l'installation d'un disque de remplacement peut être effectuée rapidement et facilement, ce qui réduit les temps d'arrêt du système.

DÉSIGNATION		DIMENSIONS							ØB alésage max.	* Moment d'inertie	* Masse g	Facteurs de correction selon température de 0 à 60° C : facteur : 1 de 60° à 85° C : facteur : 1,5
OLD	N°	Alésages +					Ø D	L				
type à serrage par mâchoires	19	4	5	6	8	19,1	26	9,4	7,2	8	59	13
	25	6	8	10	12	25,4	32,4	11,6	9,2	12	252	31
	33	8	10	12	14	33,3	48	15	18	14	1133	74
	41	10	12	14	16	41,3	50,8	17,8	15,3	16	3177	142
	50	16	19	20	24	50	59,6	20,6	18,4	25	7550	208
	57	20	24	25	30	57,1	78	28,4	21,2	30	12410	361

Moment d'inertie en $\text{kgm}^2 \times 10^{-8}$

Désignation OLD N° alésages
Ex.: OLD 19 5 6
Les deux alésages pouvant être fournis à des dimensions différentes

L1: Emmanchement maximal des arbres avec le disque standard
L2: Distance minimale entre les arbres avec le disque standard

* : Valeurs applicables aux accouplements complets avec alésage maximum.
+ : Tolérance = $+0,03 / -0$

Couples et décalages maximums						
N°	Couple de rupture statique Nm	Couple max. Nm	Décalages max. *			Vitesse maximale recommandée tr/mn
			Angulaire	Radial mm	Axial mm	
19	10	1,6	1°	2	0,2	3000
25	13	3,4	1°	2,8	0,2	3000
33	53	9	1°	3,6	0,25	3000
41	57	18	1°	4,5	0,25	3000
50	95	26	1°	5,5	0,3	3000
57	150	45	1°	6,3	0,3	3000

* Valeurs maximales non simultanément cumulables
Les accouplements peuvent résister à un minimum de 106 cycles d'inversion du couple à ces valeurs.

Un accouplement OLDHAM complet comprend :

- 2 demis moyeux (M.OLD) éventuellement avec des alésages différents.
- 1 disque intermédiaire en acétal (DAN) suivi du N° correspondant ou en Nylon (DAN N° N)

Figure 2-11: Caractéristiques de l'accouplement

L'arbre de notre moteur est à 19mm donc on choisit OLD N°50.

Après la conception de notre accouplement sur SolidWorks on a :

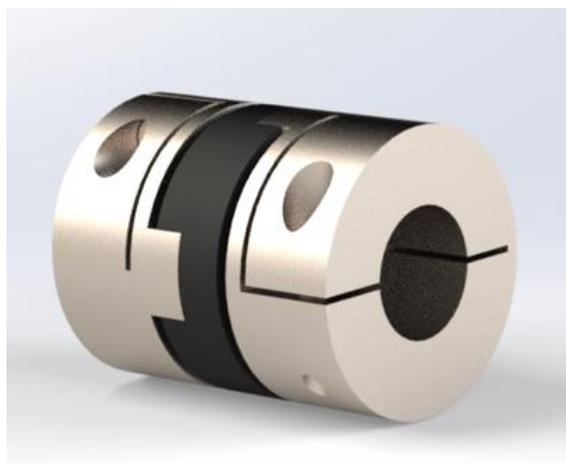


Figure 2-12: Accouplement conçu.

II.3.3.5 Assemblage 1 :

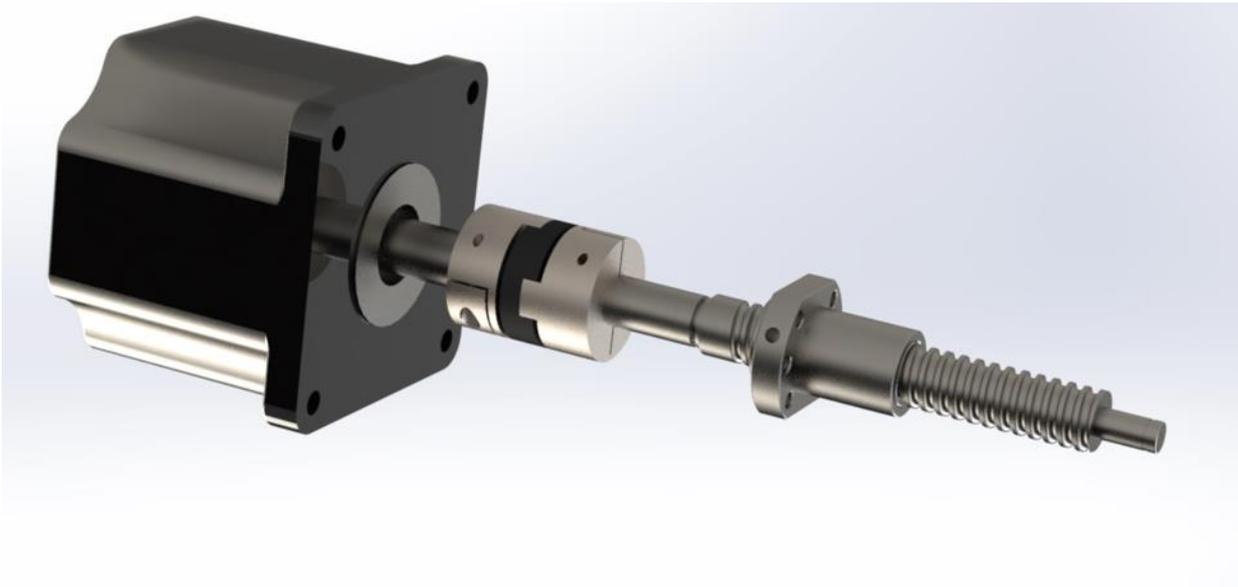


Figure 2-13: Assemblage 1

On peut distinguer que l'on a pu transmettre le mouvement de rotation vers la vis mais l'écrou ne peut pas encore faire de la translation et pour cela on pose une autre question, comment transmettre la translation vers l'écrou ?

La réponse : plaque fixation de l'écrou.

II.3.3.6 Plaque fixation d'écrou :

L'écrou de la vis à billes doit clairement être monté sur une place pour assurer le mouvement de translation de ce dernier et pour cela on a conçu une plaque de fixation de l'écrou qui va être la source de notre mouvement de translation.

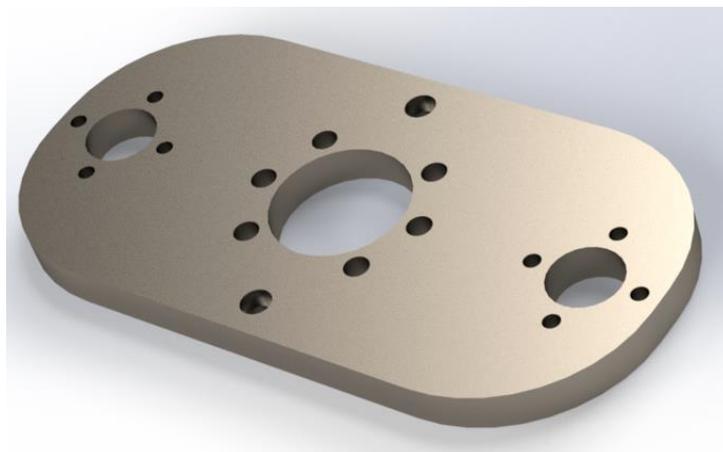


Figure 2-14: Plaque fixation d'écrou

La plaque est montée sur l'écrou de la vis à billes avec six vis et six écrous.

II.3.3.7 Plaque à roulement :

On peut voir que sur notre assemblage 1 figure 2-13 a un problème au niveau de la vis à billes,

Ce problème est le suivant : le manque de guidage de notre vis à billes pour qu'elle soit vertical sans avoir un désaxage durant son fonctionnement à cause des vibrations.

Donc comment peut-on annuler le désaxage de notre vis à billes ?

Pour cela on a besoin de fixer 2 plaques à roulement sur les 2 extrémités de notre vis et cela pour annuler tous les problèmes d'alignements et désaxage durant le fonctionnement de nos tests.

Un trou centré au milieu des deux pièces sert à monter les roulements pour assurer la rotation. Les trous répondent aux dimensions des roulements.



Figure 2-15: plaque à roulement supérieure



Figure 2-16:plaque à roulement inférieure

II.3.3.8 Assemblage 2 :

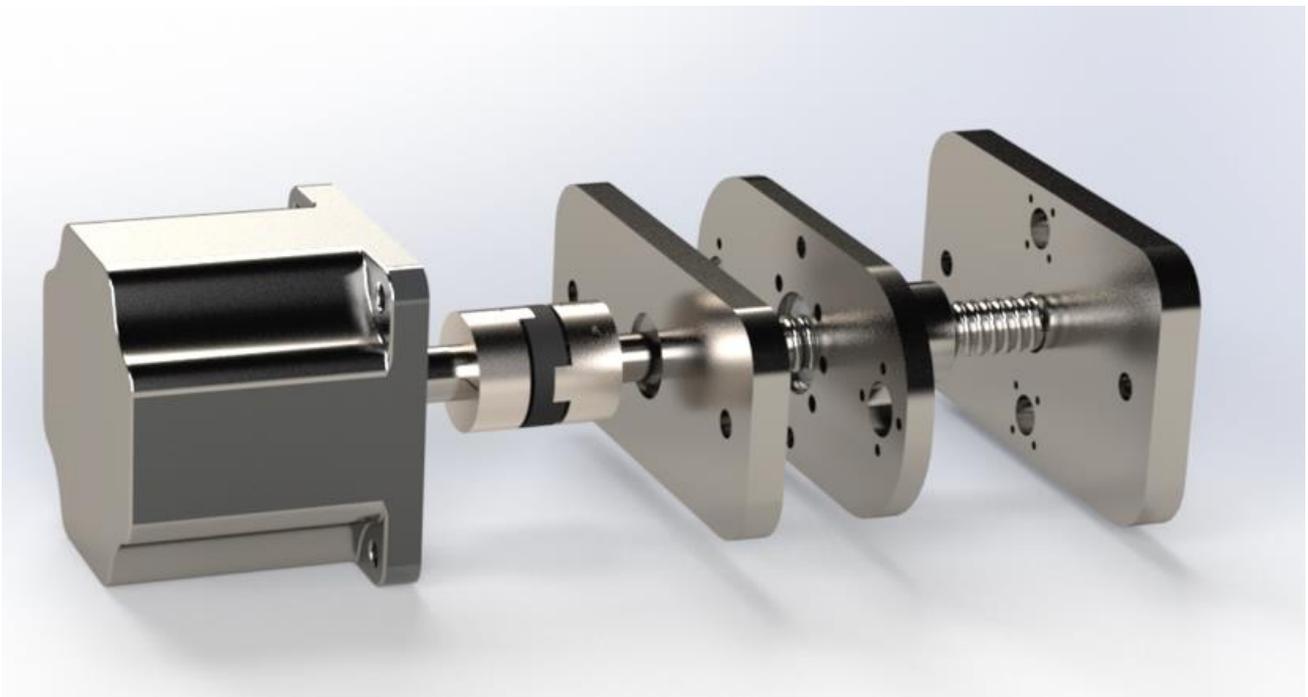


Figure 2-17:assemblage 2

II.3.3.9 Choix de guidage linéaire :

La fonction principale dans notre machine est de faire de la translation linéaire. Donc c'est critique de choisir le bon guidage linéaire qui répond à nos besoins. On a deux choix de guidage linéaire.

Les coussinets (paliers lisse) :

Les paliers lisses sont des composants mécaniques chargés de supporter une charge et permettant un mouvement de glissement ou de rotation entre deux parties d'une machine. Leur but principal est d'éviter l'usure des points d'appui de la machine, qui aurait lieu si les arbres roulaient directement sur la structure.[11]

Avantage :

- 1) Le palier lisse est compact et la capacité portante du palier lisse est beaucoup plus grande pour la même taille.
- 2) Les paliers lisses permettent une pas mal précision
- 3) L'arbre coulissant a peu d'influence sur les corps étrangers métalliques et il n'est pas facile de produire des dommages précoces.

Inconvénients :

- 1) Le coefficient de frottement est important et la consommation d'énergie est trop élevée.
- 2) Ne convient pas à la production en série, l'interchangeabilité n'est pas bonne, il n'est pas facile à installer, à démonter et à réparer.
- 3) Le jeu interne est grand, la précision de traitement n'est pas élevée.
- 4) Faible efficacité de transmission, grande consommation de chaleur, lubrification et entretien peu pratiques, consommation de lubrifiant.
- 5) La charge, la vitesse et la température de travail ont une plage d'adaptation étroite, et un petit le changement dans les conditions de travail affectera considérablement les performances des roulements.
- 6) Ne peut pas supporter une charge radiale et axiale simultanément.

Roulement à billes linéaire :

Les roulements linéaires sont des éléments roulants pour les mouvements de translation. Comme dans le cas des roulements rotatifs

Ils sont utilisés avec des arbres trempés et rectifiés. Les billes ont une très petite zone de contact ponctuel qui permet un frottement de roulement très faible. Cependant, avoir une petite surface de

contact signifie qu'ils exercent une grande force sur l'arbre. Par conséquent, il est essentiel qu'ils ne soient utilisés que sur des arbres traités.[11]

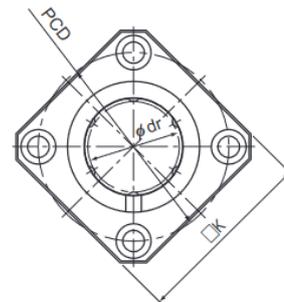
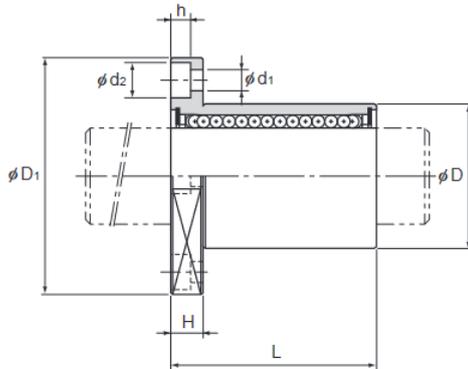
Avantage :

L'application de ces types de roulements linéaires dans les projets offre divers avantages, tels que :

- 1) Réduction des frottements et du bruit.
- 2) Sa conception fermée permet également une portée illimitée.
- 3) Capacités de charge élevées et longue durée de vie.
- 4) Structure simple et haute fiabilité.
- 5) Haute performance et capacité de remplacement.
- 6) Lubrification facile (de l'huile et de la graisse peuvent être appliquées)

Choix final :

Notre but principal est de choisir l'organe qui réponds le plus sur nos besoins, et pour cela on choisit le roulement à billes dû à sa Réduction des frottements et du bruit avec une maintenance rapide et sa longue durée de vie.



Model LMK

Model No.	Ball rows	Main dimensions							
		Inscribed bore diameter		Outer diameter		Length		Flange diameter	
		dr	Tolerance	D	Tolerance	L	Tolerance	D ₁	Tolerance
LMK 6	4	6	0 -0.009	12	0 -0.011	19	0 -0.2	28	0 -0.2
LMK 8S	4	8		15		17		32	
LMK 8	4	8		15		24		32	
LMK 10	4	10		19	29	39			
LMK 12	4	12		21	30	42			
LMK 13	4	13		23	32	43			
LMK 16	5	16	28	37	48				
LMK 20	5	20	32	42	54				
LMK 25	6	25	0 -0.010	40	0 -0.016	59	0 -0.3	62	
LMK 30	6	30		45		64		74	
LMK 35	6	35		52		70		82	
LMK 40	6	40	0 -0.012	60	0 -0.019	80		96	
LMK 50	6	50		80		100		116	
LMK 60	6	60		90		110		134	
			0 -0.015		0 -0.022			0 -0.3	

Figure 2-18: Roulement à billes linéaire type LMK [10]

II.3.3.10 Tige de guidage :

Après le choix des roulements à billes linéaire et en connaissant que notre système doit être vertical pour faire les essais de fatigue (essai de torsion déjà conçu et qui va être horizontal en haut) un choix des tiges de guidage est un besoin pour assurer le guidage de notre système ainsi que la rigidité et le blocage de nos plaque de roulement.

Pour cela une tige de guidage avec épaulé et taraudé en haut et en bas est conçue. La plaque de roulement inférieure va reposer sur l'épaulement alors qu'elle est bloquée du côté supérieur avec un circlips pour éviter tout bruit et vibration.

Pour la plaque de roulement supérieur elle contient deux centrages courts qui vont reposer sur les tiges de guidage pour orienter la fixation de ces derniers avec deux tarauds m5 avec 20 mm de profondeur sur la tige pour assurer la fixation.

L'écrou de la vis à billes doit être monté sur la plaque fixation d'écrou, la plaque fixation écrou elle glisse sur les tiges de guidage en utilisant les roulements à billes linéaire.

La conception de la tige joue un rôle important. Un roulement à billes linéaire utilise la tige sur lequel il tourne comme bague intérieure. Ainsi, les durées de vie des roulements à billes linéaires et

de la tige sont interdépendantes - les performances du roulement sont directement influencées par les caractéristiques de la tige.

Pour avoir la plus longue durée de vie de la tige, elle doit être dure sur la surface, cylindrique et lisse. Sinon, la tige s'usera rapidement.

Les critères critiques pour la tige :

- Dureté : Pour obtenir la durée de vie la plus élevée, les arbres doivent avoir un traitement thermique jusqu'à une dureté de surface de HRC 60-65.
- Cylindricité
- Rectitude
- Circularité
- Finition de surface

On va choisir comme matériaux le CF53 le plus utilisé pour le guidage linéaire : Acier dont la surface a été trempée par induction, Dureté de la surface HRC = min.60 [12]

Pour bien optimiser notre choix coté financière et technique, le diamètre de notre tige va être de 14 mm en bas et 10 mm en haut et cela pour réduire le cout et le poids.



Figure 2-19: Tige de guidage

II.3.3.11 Plaque fixation moteur :

Après avoir conçu toutes les pièces précédentes on a besoin d'une plaque de fixation moteur qui sert à fixer l'extrémité inférieure des deux tiges de guidage grâce à deux vis m8 (les tiges sont taraudées en bas) et de fixer le moteur avec quatre vis et quatre écrous. La plaque doit avoir un trou centré pour que l'arbre de moteur traverse la plaque sans avoir une interférence. La plaque aussi contient deux centrages court pour bien diriger la fixation des deux tiges de guidage

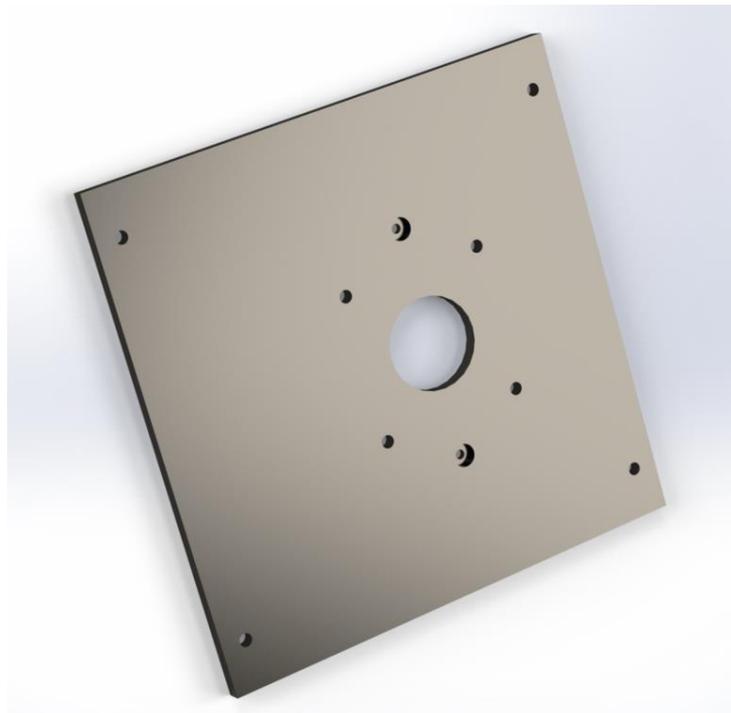


Figure 2-20: plaque fixation moteur.

Quatre trous de diamètre 8mm sont utilisés pour fixer la plaque sur la table utilisant quatre vis et quatre écrous.

II.3.3.12 La table :

Sachant que la partie torsion est déjà conçue et réalisé horizontalement dans la partie supérieure de la table, notre système doit être verticalement posé pour avoir des essais multiaxiaux.

Pour cela Quatre profilés en L sont soudés en bas pour avoir une base sur laquelle on peut poser notre système. Pour bien Renforcer notre table quatre profilé en L sont aussi soudé en bas, Le département de génie mécanique met à notre disposition les profilés en L.

Quatre trous de diamètre 8mm pour fixer la plaque de fixation moteur sur les profilés soudé sont à réaliser.



Figure 2-21 : La table

II.3.3.13 Assemblage 3 :



Figure 2-22: Assemblage 3

On peut voir que la partie de système de guidage est bien fini. Le mouvement de rotation de moteur est bien transformé en mouvement de translation. La plaque de fixation de l'écrou est bien guidée et elle fait des translations sans frottement.

Le problème qui se pose maintenant est de concevoir un autre système qui peut transformer le mouvement de translation de notre plaque fixation d'écrou à une autre plaque qui peut être lié avec le système de torsion en haut pour faire nos essais de fatigue multiaxiaux.

II.3.3.14 Système de transmission de mouvement :

Le système de transmission de mouvement conçu est ci-dessous :



Figure 2-23: Système de transmission de mouvement

II.3.3.14.a Les tiges de transmission :

Afin de transmettre le mouvement de translation de notre plaque fixation d'écrou à une autre plaque, on utilise des tiges qui traversent notre plaque de roulement supérieure et qui glissent sur des roulements à billes linéaire. Le matériau utilisé est le même utilisé pour les tiges de guidage

Les tiges vont avoir des taraudages de 5mm dans les deux extrémités pour la fixer. La partie inférieure de la tige va reposer sur des centrages court (sur la plaque fixation de l'écrou) pour bien diriger la fixation et la direction de ces derniers.



Figure 2-24: tige transformation de mouvement

II.3.3.14.b Plaque capteur de force :

Cette plaque joue le rôle de récepteur de notre mouvement transmis. La plaque doit avoir des centrages court pour bien diriger la fixation et la direction des tiges. Elle est serrée avec les tiges en utilisant deux vis m5. Un trou centré est destinées pour la fixation du capteur de force.

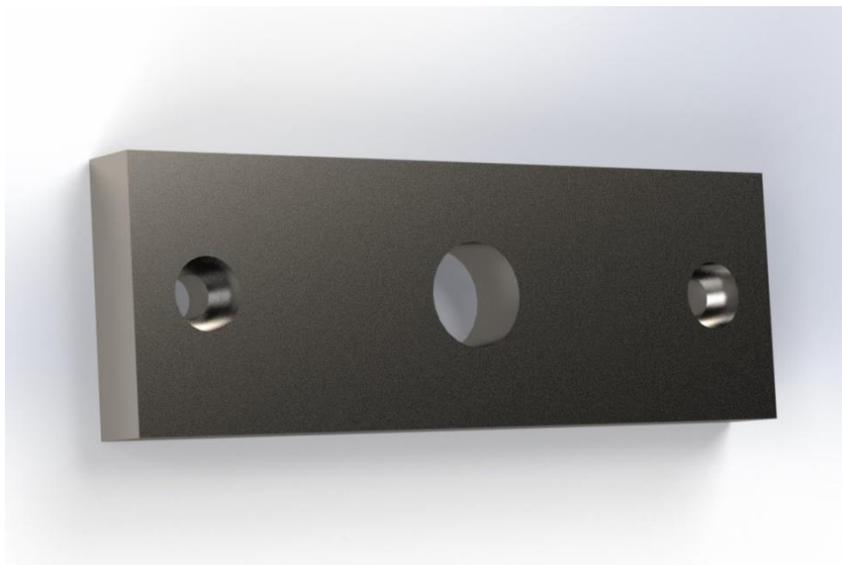


Figure 2-25: Plaque capteur de force

II.3.3.14.c Capteur de force :

Sachant que notre but est de concevoir une machine de fatigue, on a besoin d'un moyen pouvant mesurer la force exercée. Pour cela on utilise un capteur de force

Capteur de force (0 – 500 kg) :

Capteur de force en "S" à jauge de contrainte destiné à la mesure de force dans une direction entre 0 et 500 kg.

Spécifications moyennes (un certificat de calibration est livré avec chaque capteur) [13]

- –précision: 0,02% FS (fond d'échelle)
- –signal de sortie: 2,0030 mV/V
- –non-linéarité: 0,015% FS
- –hystérésis: 0,011% FS
- –répétabilité: 0,011% FS
- –creep: 0,015% FS/30 min
- –effet T° sur 0: 0,018% FS/10°C
- –effet T° sur span: 0,019% FS/10°C
- –balance du zéro: $\pm 1\%$ FS
- –impédance d'entrée: 350 ± 5 ohms
- –impédance de sortie: 350 ± 5 ohms
- –tension d'alimentation: 9 à 12 Vcc
- –tension d'excitation: 5 à 18 Vcc
- –plage de t° compensée: -10°C à +40°C
- –plage de fonctionnement: -20°C à +55°C
- –surcharge: 120% FS
- –surcharge ultime: 150% FS

Raccordement

- –fil rouge: + Vcc
- –fil noir: GND–
- fil vert: signal positif
- –fil blanc: signal négatif
- –fil jaune: GND



Figure 2-26 :Capteur de force 500kg

II.3.3.15 Assemblage 4 :



Figure 2-27: Assemblage 4

Notre machine de fatigue est finalement conçue. Le seul problème qui reste maintenant est d'accoupler ce système avec celui de torsion pour finalement avoir une machine fatigue multiaxiale.

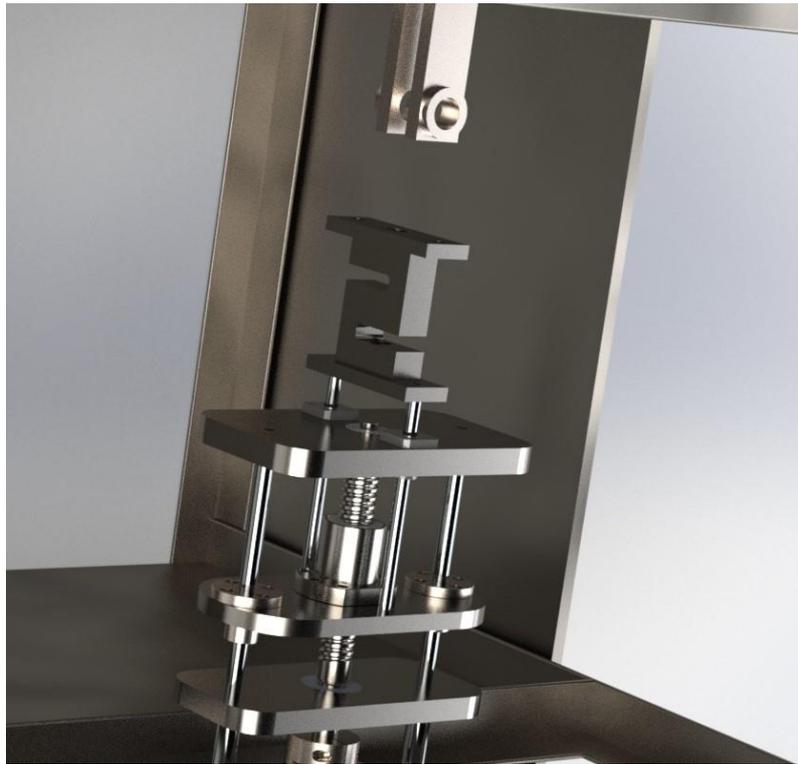


Figure 2-28: Problème d'accouplement.

II.3.3.15.a Solution accouplement :

Pour avoir un accouplement entre le système de torsion et le système de flexion on a différente solution :

II.3.3.15.a.1 Système blocage avec une vis :

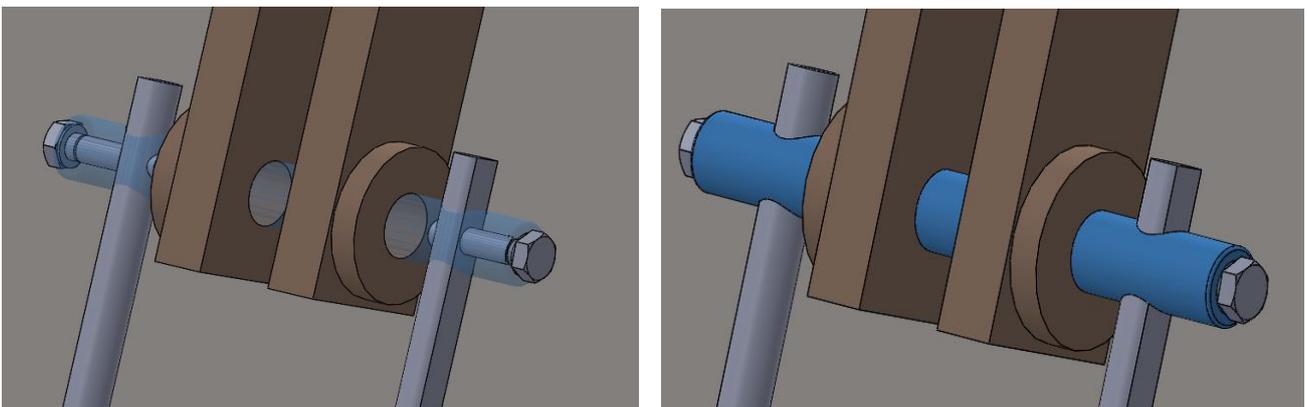


Figure 2-29: illustration sur le système de blocage avec vis

Une tige avec méplat est bloquée avec une vis qui entre dans un trou de diamètre de 5 mm. Un axe de transmission avec un taraudage de 5mm dans ces extrémités sont utilisés pour bien fixer et serrer la vis.

Inconvénient :

- Très limité à cause de l'emplacement de la liaison.
- Risque de rupture de la tige très élevé car elle est de diamètre de 8mm et le trou est de 5mm.
- Cisaillement facile de la vis.

II.3.3.15.a.2 Système méplat et vis de pression :

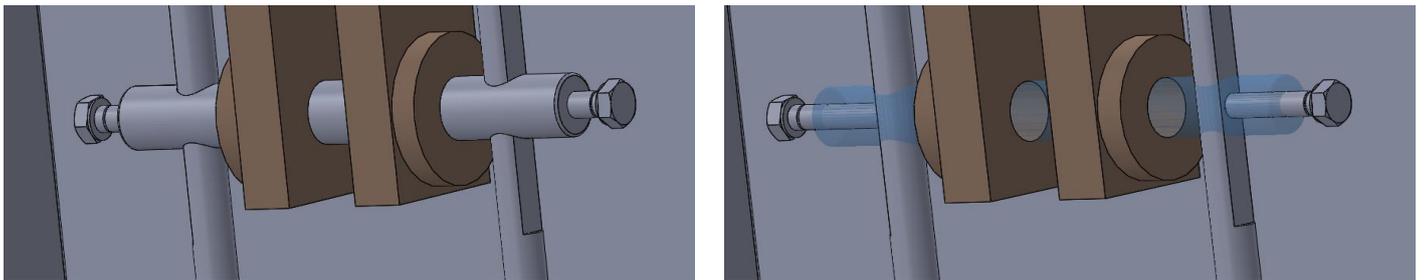


Figure 2-30 : illustration sur le système méplat et vis de pression.

L'axe de transmission est toujours taraudé, une vis exerce une force de pression sur la tige méplate afin de bloquer cette dernière.

Inconvénient :

- La vis peut se desserrer à cause des vibrations.

II.3.3.15.a.3 Système avec contre écrou :

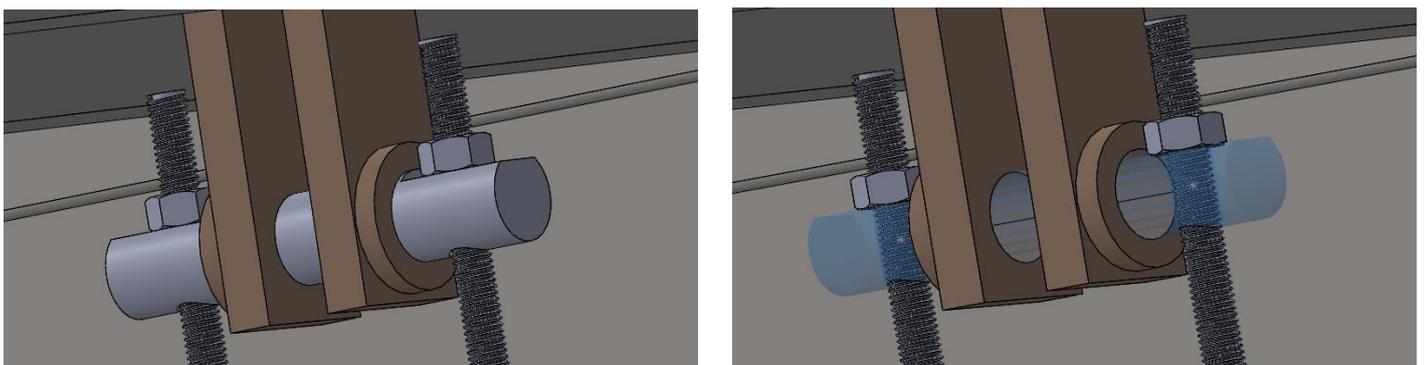


Figure 2-31: Illustration système contre écrou

Une tige demi filetée se fixe sur l'axe de transmission qui est taraudé. Un écrou qui sera serré sur la surface avec méplat de notre axe de transmission.

II.3.3.15.b Choix final :

Comme choix final on va prendre notre 3 -ème solution car le système avec contre écrou est un système de blocage adapté aux vibrations.

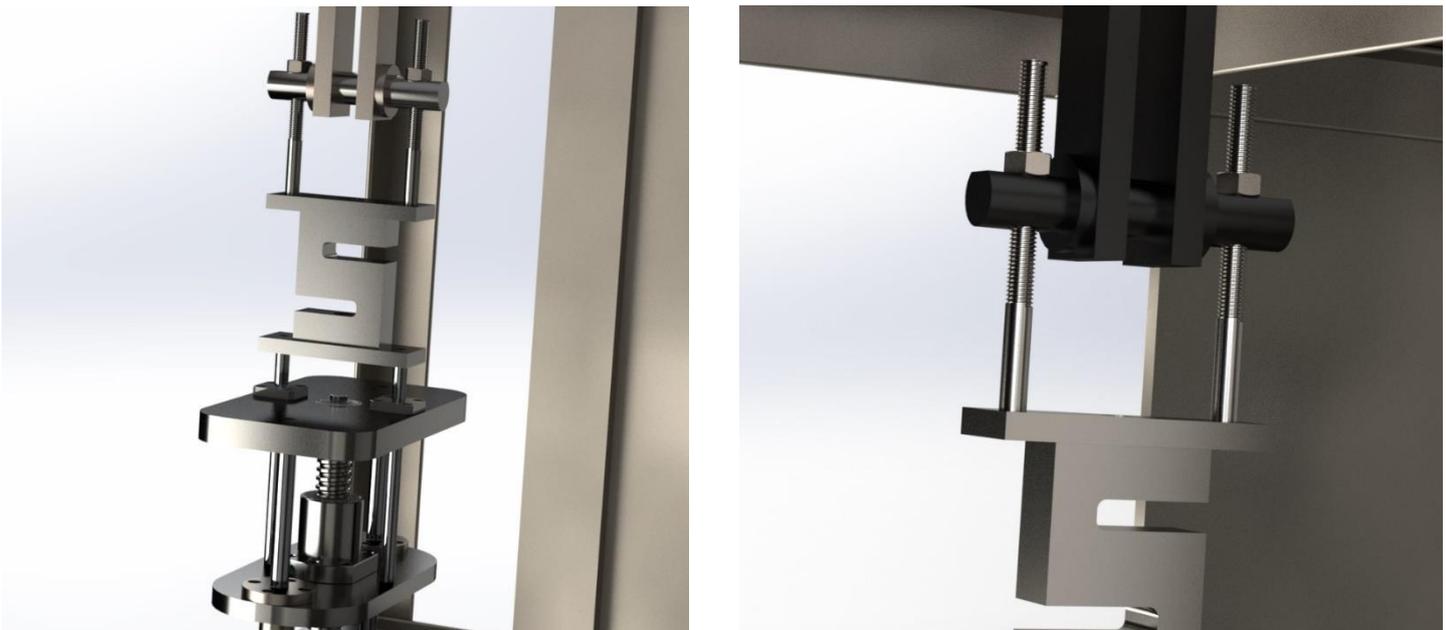


Figure 2-32: Système blocage contre écrou

II.3.3.15.b.1 Tige demi filetée :

Une tige demie filetée de diamètre 8 mm avec un taraudage de 5 mm dans la partie inférieure pour la fixation est proposée, Cette partie repose sur des centrages courts de la plaque de fixation du capteur de force pour diriger et fixer la position des tiges.



Figure 2-33: Tige demi filetée

II.3.3.15.b.2 Axe de transmission

L'organe le plus important pour transmettre notre mouvement de translation alternée à notre système de torsion en haut est l'axe de transmission.

L'axe de transmission se monte dans la pièce en T qui est liée aux roulements de système de torsion. Deux tiges demi filetée sont fixé sur l'axe de transmission à l'aide des trous taraudés



Figure 2-34:Axe de transmission

II.3.3.16 Choix des roulements :

Selon [14] Les montages de roulements, constitués de deux appuis, peuvent présenter différentes configurations :

- montages avec fixes/libres
- montages en opposition, ajustés axialement
- montages en opposition, flottants axialement

Dans les montages de roulements en opposition avec ajustement axial, l'arbre est arrêté axialement dans un sens par le roulement d'un des appuis et dans le sens opposé par l'autre (monté en opposition). Ces montages nécessitent un réglage correct du jeu ou de la précharge lors du montage.

Cette disposition est généralement utilisée pour des arbres courts, où la dilatation thermique n'a qu'un effet mineur.

Exemple sur un montage montages en opposition, ajustés axialement :

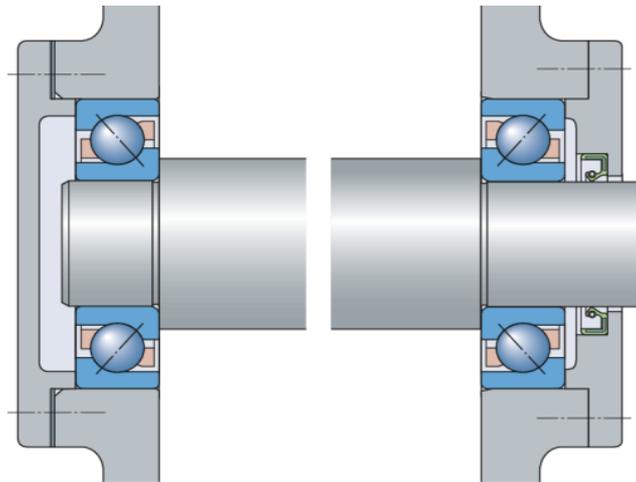


Figure 2-35: Montage de roulements en opposition, avec ajustement axial.[16]

Dans notre cas l'arbre c'est la vis à billes et les épaulements sont déjà conçus

Pour un encombrement minimal on prend le roulement à billes 6003-2RS-SKF, de diamètre intérieur 17 mm, de diamètre extérieur 35 mm et de largeur 10 mm.

Selon SKF :

Tableau II.7 Caractéristique de notre roulement

C	6.37 kN	Charge dynamique de base
C₀	3.25 kN	Charge statique de base
P_u	0.137 kN	Limite de fatigue
	45 000 r/min	Vitesse de référence
	28 000 r/min	Vitesse limite
k_r	0.025	Coefficient de calcul
f₀	14	Coefficient de calcul

II.3.3.17 Vis utilisé :

Pour notre machine on a besoin des vis avec des caractéristiques mécaniques élevées due aux fortes vibrations qu'on va avoir durant nos tests.

On peut distinguer dans les aciers utilisés en boulonnerie les aciers non-traités, c'est-à-dire dont les performances n'ont pas été obtenues par traitement thermique et les aciers traités.

II.3.3.17.a Acier pour boulonnerie non-traitée

Les caractéristiques de ces éléments s'obtiennent pendant les opérations de mises en forme, principalement pendant l'opération de frappe à froid. Les classes de qualité travaillées selon cette méthode vont de la classe 4.6 à la classe 6.8.

II.3.3.17.b Aciers Alliés pour Boulonnerie Haute Résistance

Les performances de ces aciers s'obtiennent par un traitement thermique de type "trempé-revenu". Ces aciers sont réservés aux classes de qualité des vis 8.8, 10.9, 12.9. Les caractéristiques mécaniques de ces aciers sont élevées.

Nous avons a notre disposition des boulons de classe 8.8 avec les caractéristiques suivantes.

Marquage des têtes											
Classes de qualité		3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8		10.9	12.9
								M≤16	M>16		
Résistance à la traction R _m (MPa)	nominale	300	400	400	500	500	600	800	800	1000	1200
	min	330	400	420	500	520	600	800	830	1040	1220
Limite apparente d'élasticité R _e (MPa)	nominale	180	240	320	300	400	480	—	—	—	—
	min	190	240	340	300	420	480	—	—	—	—
Limite conentionnelle d'élasticité R _{p0,2} (MPa)	nominale	—	—	—	—	—	—	640	640	900	1080
	min	—	—	—	—	—	—	640	660	940	1100
résistance à la charge d'épreuve S _p (MPa)	S _p /R _e	0,94	0,94	0,91	0,94	0,91	0,91	0,91	0,91	0,88	0,88
	R _{p0,2}	180	225	310	280	380	440	580	600	830	970

Figure 2-36:caractéristiques des différentes classes des boulons.[15]

Vu les caractéristiques que la classe 8.8 peut nous offrir, l'utilisation de cette dernière répond parfaitement avec notre projet.

II.3.3.17.c Freinage des boulons :

Le Tuflok est le produit de freinage polyamide le plus utilisé dans le monde. Le Tuflok est particulièrement préconisé dans les applications où le réglage, lors de l'assemblage ou de l'utilisation finale est nécessaire : vis de réglage, positionnement provisoire, ... en général toutes les applications soumises aux vibrations.

Tuflok 180 :

L'enduction Tuflok 180 est appliquée sur environ 180° de la circonférence de la vis. Il offre une excellente résistance aux chocs et aux vibrations. Il est réutilisable plusieurs fois. Le Tuflok est efficace même sur les assemblages sous tension. Il est particulièrement préconisé sur les vis de réglage.

AVANTAGES :

- Réutilisable plusieurs fois.
- Très Bonne résistance aux chocs et aux vibrations.
- Couple ajustable en fonction de l'application.

- Position et largeur du patch ajustable.
- Freinage avec ou sans tension dans l'assemblage.
- Pas de polymérisation : le freinage et l'étanchéité sont immédiats.
- Bonne résistance aux produits chimiques : alcools, pétrole, gasoil, huiles, kérosènes.
- Les opérations de maintenance et de démontage sont donc simplifiées et plus économiques.

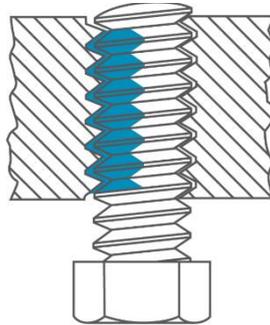


Figure 2-37:Tuflok 180

L'utilisation de Tuflok sur n'importe quelle vis est nécessaire a cause des vibrations et chocs lors de nos tests de fatigue.

II.3.3.18 Ajustement utilisé :

Le système I.S.O (International System Organisation) définit dans ses normes ISO 286-1 et 286-2 de décembre 1993 les tolérances et les ajustements normalisés.

Du fait des erreurs résultant du processus de fabrication des pièces, les côtes réelles se disposent sur une marge. Pour respecter l'interchangeabilité, on définit les limites de cette zone appelée intervalle de tolérance (IT) qui est égale à la différence entre les limites maximale et minimale de la cote réelle.

La disposition des tolérances l'une par rapport à l'autre, d'un alésage et d'un arbre, détermine le caractère de l'ajustement. En général, on a trois sortes d'ajustements :[16]

- Ajustement avec jeu : la zone de tolérance de l'alésage est disposée au-dessus de celle de l'arbre.
- Ajustement avec serrage : la zone de tolérance de l'alésage est disposée au-dessous de celle de l'arbre.

- Ajustement incertain : les zones des tolérances de l'alésage et de l'arbre se chevauchent. En montage, l'ajustement peut être avec jeu ou avec serrage suivant les positions relatives des cotes réelles de l'assemblage.

Une exigence d'ajustement entre deux éléments à assembler doit être désignée par :

- La dimension nominale
- Le symbole de classe de tolérance de l'alésage
- Le symbole de classe de tolérance de l'arbre

II.3.3.18.a Les roulements :

Les bagues intérieures et extérieures des roulements doivent être immobilisées sur l'arbre ou dans le logement afin de les empêcher de tourner sous l'effet de la charge (effet de roulage), ce qui entraînerait une détérioration du roulement et des pièces voisines. On ne peut obtenir en principe une immobilisation satisfaisante qu'en montant les bagues à ajustement serré.

Et pour cela on monte nos roulements sur des logements (plaques des roulements) de classe H7 pour avoir un serrage avec ces derniers et avec un arbre (extrémité de la vis) g6 pour avoir un petit jeu.

II.3.3.18.b Les tiges de guidage et de transmissions :

Sachant que nos tiges de guidage et de transmissions vont glisser sur les roulements à billes linéaires, le glissement doit être parfait sans jeu. Pour cela on doit choisir pour les tiges la classe h6 pour un bon ajustement entre l'arbre (les tiges) et les roulements à billes linéaire.

II.3.3.18.c Les roulements à billes linéaire :

Les roulements à billes linéaire sont montés serrés dans leur logement (plaque fixation écrou et plaque roulement supérieure) (H7)

II.3.3.18.d Centrage court :

Pour chaque tige qui repose sur un centrage court on choisit un ajustement peu serré H7/k6 (assemblage au maillet) H7 pour les centrages court (logement) et k6 (pour les tiges).

La tige de guidage est conçue de sorte qu'elle a deux surface (changement de section pour avoir un épaulement) la partie supérieure ou le roulement à billes linéaire glisse doit avoir un h6, et pour la

partie inférieure elle doit avoir un k6 pour qu'elle soit montée peu serrée sur la plaque de fixation moteur et la plaque roulement inférieure.

II.3.3.19 Anti rouille :

Dans les parties précédentes on a présenté les éléments de la machine sans avoir appliqué l'anti rouille sur ces derniers. Sachant que le laboratoire de génie mécanique est assez humide l'utilisation de l'anti rouille et une peinture spéciale sur quelque composant est nécessaire. Ceci s'applique avant le montage et l'assemblage des pièces.

II.3.4 Assemblage conçu finale :

Pour notre Conception finale on fait assembler les deux systèmes de torsion et de flexion.

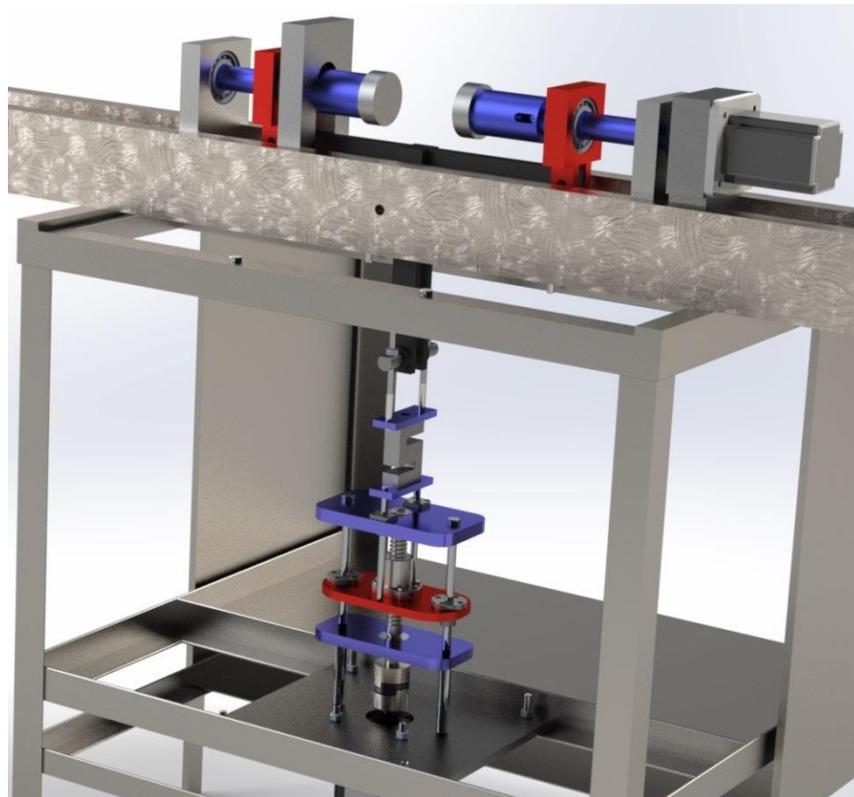


Figure 2-38: Assemblage finale de la machine de fatigue multiaxiale.

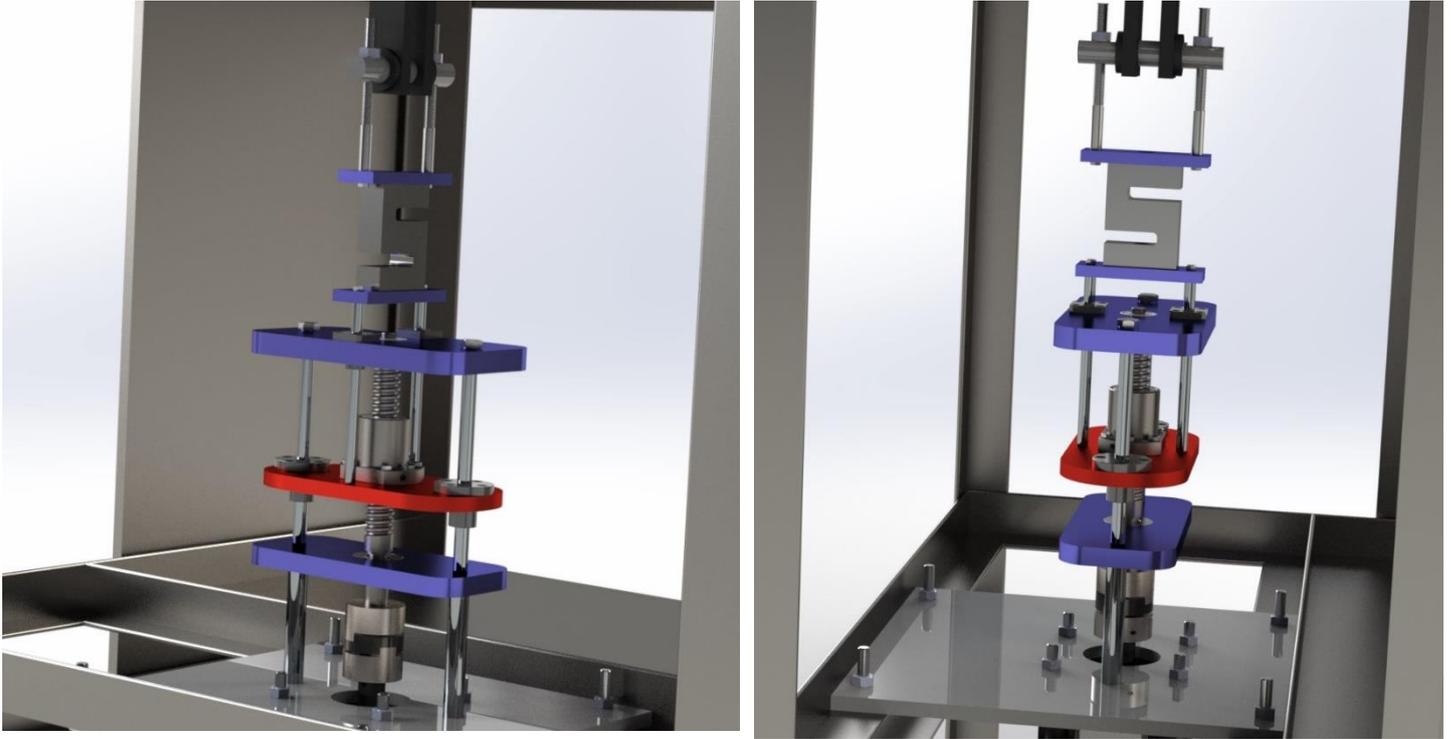


Figure 2-39: Vu de face et latéral de notre système conçu.

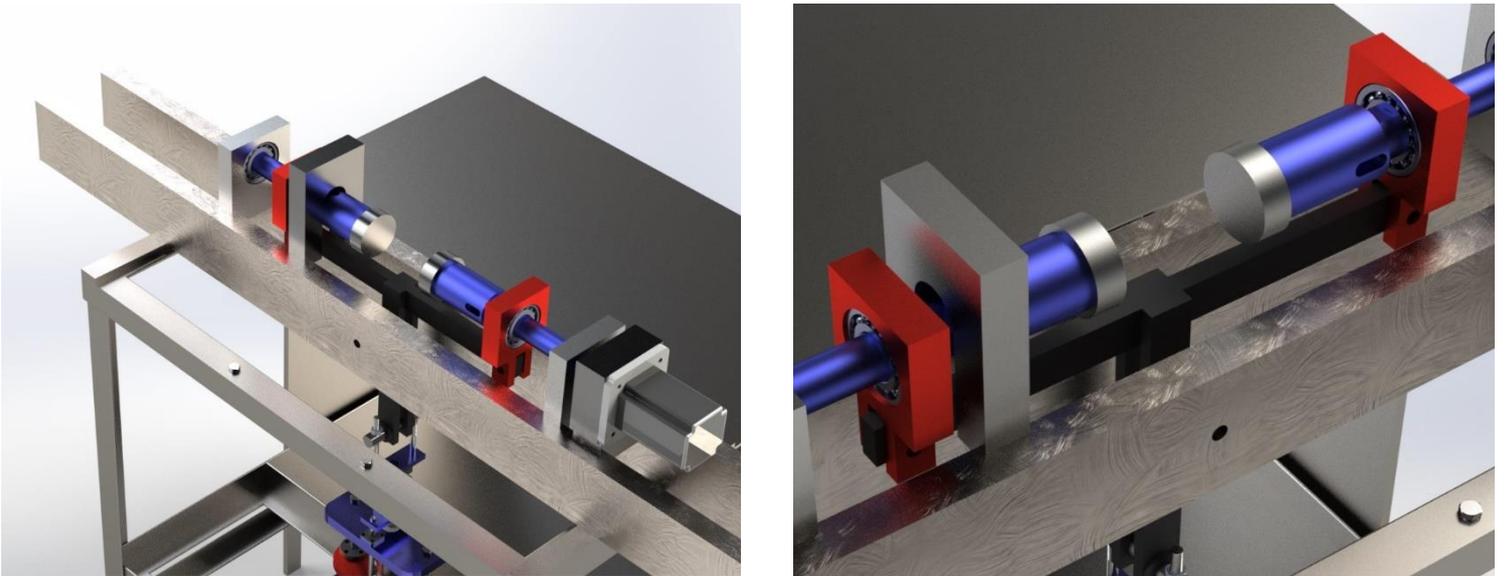


Figure 2-40: Système déjà réalisé de torsion.

II.3.5 Diagramme de fast :

Le Diagramme de fast (acronyme de « functional analysis system technique ») est un diagramme qui peut résumer une analyse fonctionnelle interne (technique).

Le fast de notre machine représente les arbres de chaque fonction de service et sa solution. Dans notre cas, la fonction principale était de déterminer le comportement d'un matériau dans des essais de fatigue multiaxiaux.

En d'autres termes le fast de conception d'une machine de flexion cycliques automatisée.

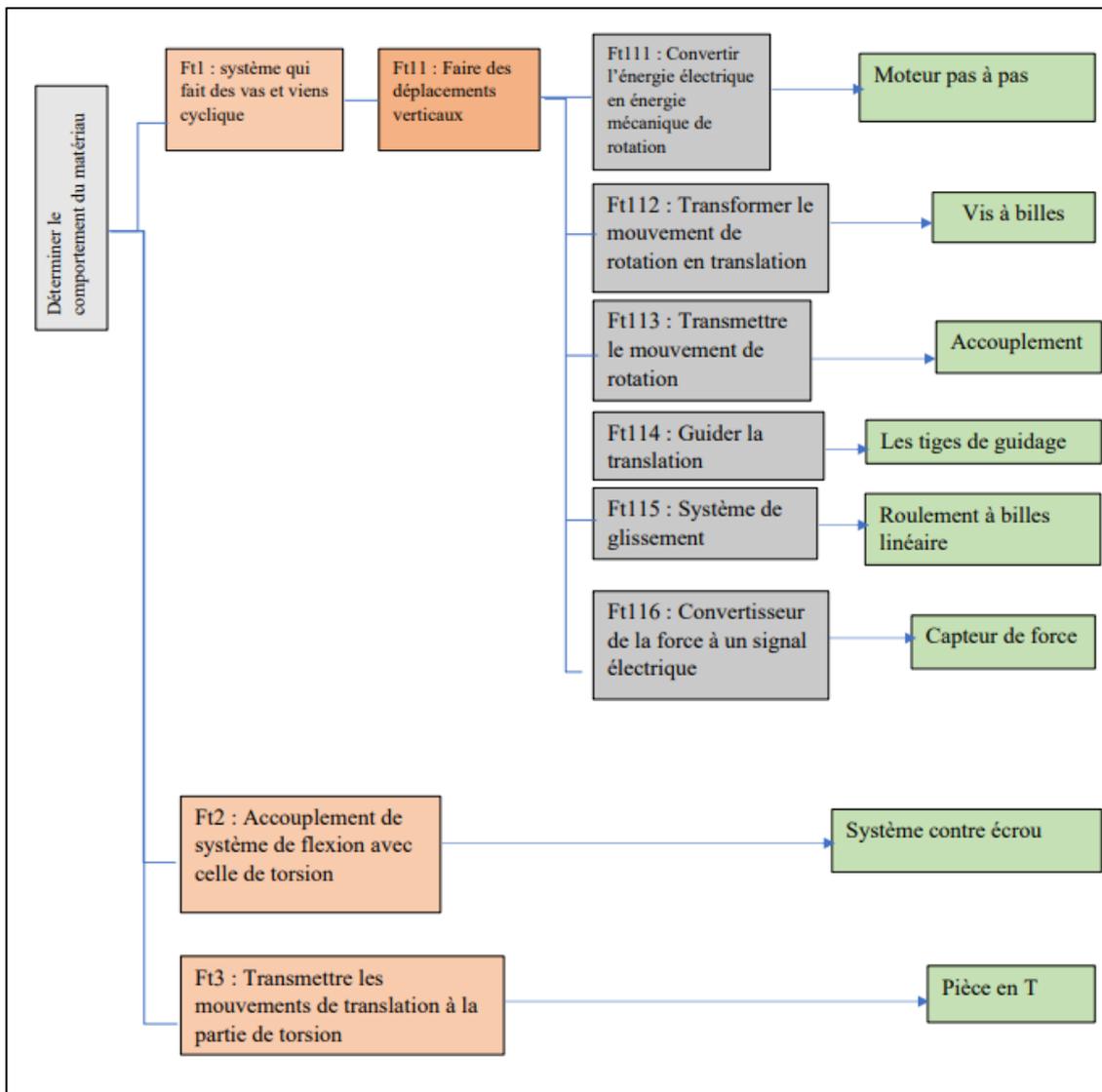


Figure 2-41:Diagramme de FAST.

II.3.6 Schéma cinématique :

Pour mieux simplifier notre mécanisme complexe on le représente sous forme d'un schéma cinématique

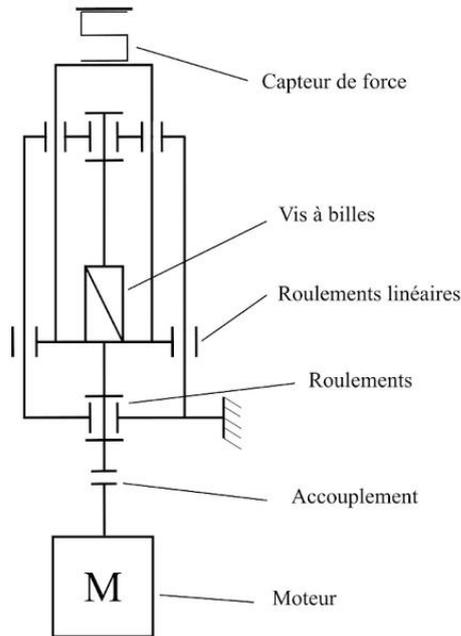


Figure 2-42: schéma cinématique de notre mécanisme.

II.4 Conclusion :

On peut conclure d'après ce chapitre que la conception n'est pas seulement de définir le produit mais plutôt d'avoir la solution la plus optimisée et adéquate pour notre besoin.

En outre, Dans ce chapitre on a illustré toutes les étapes qu'on a pris pour répondre à notre besoin principal qui était de concevoir une machine de fatigue multiaxiale en se basant sur les problématiques discutées précédemment dans l'analyse fonctionnelle externe, tout en répondant sur ces derniers avec des solutions possibles en commençant par le choix du moteur jusqu'au capteur de force qui se lie avec le système de torsion.

Enfin, Les solutions choisies répondent parfaitement sur nos problématiques posées (bruit, taille, fonctionnement, facile à réaliser et cout)

Chapitre 3 : Vérifications et calculs des organes.

III.1 Introduction :

Le calcul de vérifications consiste à confirmer les dimensions en fonction des sollicitations, tandis que le calcul de validation consiste à vérifier si les dimensions choisies permettent de résister aux sollicitations. Le calcul mécanique est réparti tout au long du cycle d'élaboration d'un produit et permet de déterminer au plus tôt les performances de ce dernier.

En bref, on peut dire que dans ce chapitre on va vérifier et valider les organes qu'on a choisi pour concevoir notre machine de fatigue en utilisant la RDM et la construction mécanique.

III.2 Cahier de charge et les caractéristiques de la machine :

Une plaque fixation d'écrou doit être entraînée verticalement par une vis à billes en utilisant un moteur pas à pas NEMA42 qui est couplé directement à la vis à billes.

La masse totale (Plaque + tiges + capteur de force) en translation est évaluée en utilisant SolidWorks 5kg. Sachant que la partie flexion monotone non alterné est déjà réalisé au sein de département et la force estimée nécessaire pour faire le test de flexion est 1 KN.

Enfin pour faire des tests de flexion alternée automatisé on a besoin d'une force 1KN alternée.

Pour cet effort et vu l'expérience de dimensionnement établie dans le département, les dimensions de la vis a bille et le type de moteur sont validé.

III.3 Caractéristique de la machine :

Chaque machine à des limites et des caractéristiques e et pour cela on a besoin de définir la limite de notre machine qu'on va réaliser et pour cela on commence par :

III.3.1 Vitesse de rotation maximale :

III.3.1.a Vitesse critique d'une vis en rotation :

Selon [11] Pour des applications avec vis tournante, on limite habituellement la vitesse de rotation maximum à :

$$N = 1.2 \times 10^8 \times a \times \frac{d}{l^2} \quad (\text{III.1})$$

Avec

d : diamètre de la vis.

l : distance entre les centres des «paliers» support de vis

a : facteur caractérisant le montage.

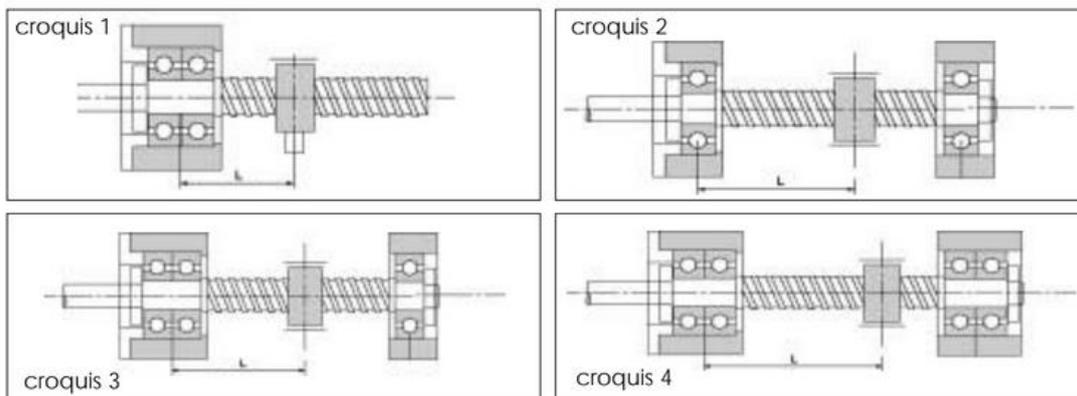


Figure 3-1: type de montage possible de la vis [9]

Croquis 1 : 0.356

Croquis 2 : 1

Croquis 3 : 1.56

Croquis 4 : 2.27

Sachant dans le calcul de flambage on a pris 2 alors on aura :

$$N = 1.2 \times 10^8 \times 1 \times \frac{20}{135^2} = 131687 \text{ tour/min}$$

III.3.1.b Vitesse limite du système vis-écrou :

Pour la vitesse limite du système vis-écrou est définie par :

$$N = d \times N_{cr} \quad (\text{III.2})$$

d : diamètre de la vis.

N : vitesse critique de notre vis.

Alors on aura :

$$N_{cr} = \frac{N}{d} = \frac{131687}{20} = 6584.36 \text{ tr/min}$$

III.3.2 Durée de vie de notre vis à billes :

Pour le calcul de la durée de vie de la vis à billes est un peu similaire à celle des roulements, alors on aura comme formule :

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad (\text{III.3})$$

C : charge dynamique de la vis à billes.

P : charge qu'on travaille avec

Selon [9] les caractéristiques de notre vis à billes sont :

L _s h13	Type d'écrou	Jeu axial	Moment d'inertie kg / mm ²	Charges		Poids		Long. max. des vis en M	Références
				Dyn kN	Stat kN	Ecrou kg	Vis kg/M		
40	1	0,09	54	9,5	10,9	0,25	1,2	1,5	RM 1605 FK
44	1	0,09	125	11,5	15,5	0,35	2	2	RM 2005 FK

Figure 3-2 : caractéristique vis à billes. [9]

Pour la RM 2005 FK on a une charge dynamique de 11.5 KN.

Alors on aura :

$$L = \left(\frac{11500}{1050}\right)^3 = 1313.78 \text{ millions de tours}$$

Pour avoir la durée de vie en h on a :

$$L_{10h} = \frac{10^6 L}{60N} = 10^6 \frac{1313.78}{60 \times 2000} = 10948 \text{ h}$$

III.3.3 La force maximale développée par la machine :

Pour avoir la force maximale que notre machine peut générer la formule qu'on peut utiliser d'après [18] :

$$f = \frac{\eta_t 2\pi M}{p} \quad (\text{III.4})$$

η_t : Rendement total du system.

M : couple de moteur maximal.

P : le pas de la vis.

f : la force max développée par la machine.

Avec :

$$\eta_t = \eta_v \eta_{rl}^4 \quad (\text{III.5})$$

η_v : rendement de la vis. (0.98)

η_{rl} : rendement des roulements linéaire. (0.99)

$$\eta_t = 0.98 \times 0.99^4 = 0.94$$

Alors :

$$f = \frac{0.94 \times 2 \times \pi \times 11.7}{5 \times 10^{-3}} = 13.81 \text{ KN}$$

III.4 Assemblage par vis ou boulon :

Pour concevoir un assemblage vissé, afin d'assurer la mise en position il est nécessaire d'avoir un appui plan, une orientation et un serrage. Les efforts sont transmis par adhérence au niveau de l'appui plan, un serrage initial ou précharge assure l'effort normale nécessaire à cette transmission d'effort. Le dimensionnement consiste à déterminer la précharge en prenant en considération les conditions d'emploi et d'utilisation de la machine.[19]

Les efforts transmis par un assemblage vissé sont les efforts transversaux et axiaux comme le montre la figure 3-7.

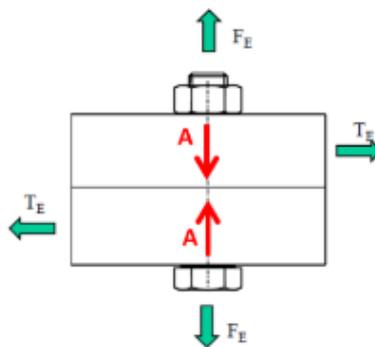


Figure 3-4: assemblage visé.

III.8.1 Pré dimensionnement selon NF E25 03 :

		Classe 8.8											
d nominal (mm)	précision de serrage	$\Delta\mu = 0,06 - 0,09$			$\Delta\mu = 0,08 - 0,14$			$\Delta\mu = 0,12 - 0,18$			$\Delta\mu = 0,20 - 0,40$		
		T (N.m)	F ₀ min (N)	F ₀ max (N)	T (N.m)	F ₀ min (N)	F ₀ max (N)	T (N.m)	F ₀ min (N)	F ₀ max (N)	T (N.m)	F ₀ min (N)	F ₀ max (N)
3	A	0,66	1483	2473	0,79	1232	2388	1,02	1272	2210	1,34	804	1867
	B	0,63	1340	2473	0,76	1113	2388	0,97	1149	2210	1,28	727	1867
	C	0,60	1208	2473	0,72	1004	2388	0,93	1037	2210	1,23	655	1867
	D	0,48	604	2473	0,58	502	2388	0,75	518	2210	0,98	328	1867
4	A	1,53	2587	4293	1,82	2149	4143	2,34	2212	3830	3,07	1397	3233
	B	1,46	2337	4293	1,75	1941	4143	2,23	1998	3830	2,93	1262	3233
	C	1,40	2108	4293	1,67	1751	4143	2,14	1802	3830	2,81	1138	3233
	D	1,12	1054	4293	1,34	875	4143	1,71	901	3830	2,25	569	3233
5	A	2,99	4202	7008	3,59	3492	6772	4,63	3609	6270	6,1	2282	5299
	B	2,86	3796	7008	3,44	3155	6772	4,43	3260	6270	5,8	2062	5299
	C	2,74	3424	7008	3,29	2846	6772	4,24	2940	6270	5,6	1860	5299
	D	2,19	1712	7008	2,64	1423	6772	3,40	1470	6270	4,48	930	5299
6	A	5,2	5935	9883	6,2	4931	9545	8,0	5089	8834	10,6	3218	7464
	B	5,0	5361	9883	6,0	4455	9545	7,7	4598	8834	10,1	2907	7464
	C	4,76	4836	9883	5,7	4018	9545	7,3	4147	8834	9,7	2622	7464
	D	3,81	2418	9883	4,57	2009	9545	5,9	2073	8834	7,7	1311	7464
8	A	12,5	10822	18109	15,1	8994	17505	19,5	9314	16219	26	5895	13716
	B	12,0	9777	18109	14,4	8125	17505	18,6	8414	16219	25	5325	13716
	C	11,5	8818	18109	13,8	7328	17505	17,9	7590	16219	24	4803	13716
	D	9,2	4409	18109	11,0	3664	17505	14,3	3795	16219	18,9	2402	13716

Figure 3-5: Pré dimensionnement selon NF E25 030

Les vis de fixation utilisées sont de dimensions suivantes :

Classe 8.8 :

Pour :

$D = 5 \text{ mm}$:

$\Delta\mu = 0.12-0.18$

Précision de serrage (D)

$C_s = 3.40 \text{ Nm}$

$F_0 (\text{min}) = 1470 \text{ N}$

$F_0 (\text{max}) = 6270 \text{ N}$

Pour $D = 8 \text{ mm}$:

$\Delta\mu = 0.12-0.18$

Précision de serrage (D)

$$Cs=14.3 Nm$$

$$F0 (min) = 3795 N$$

$$F0 (max) =16219 N$$

III.9 Fiabilité de système :

III.9.1 Schéma de fiabilité :

Le calcul de fiabilité dans une machine est primordial pour bien définir cette dernière :

Dans notre cas on peut schématiser notre machine comme suit :

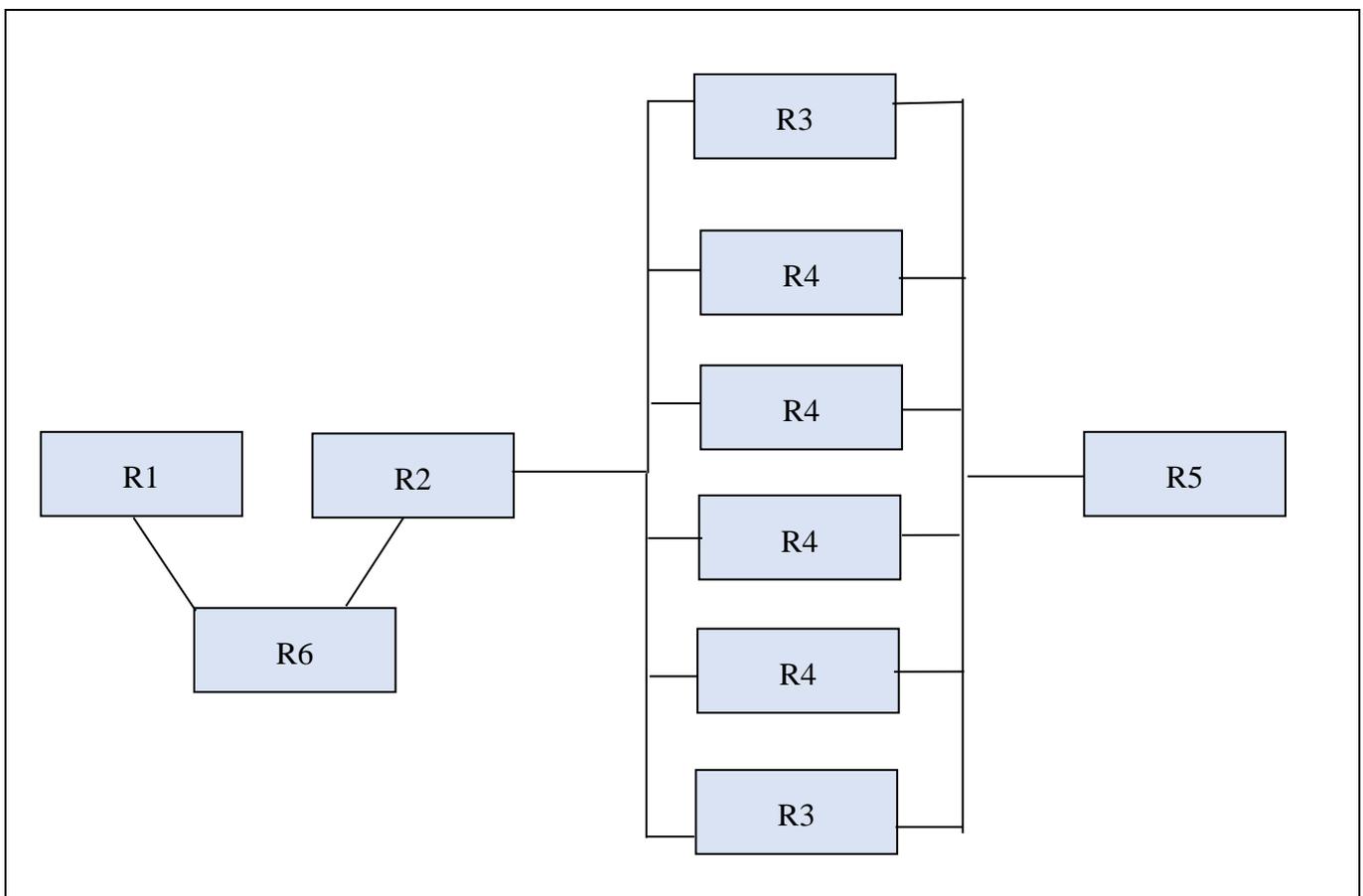


Figure 3-6 : schéma pour fiabilité.

Avec :

R1 : Moteur avec reliability de 96%

R2 : vis à billes avec reliability de 98%

R3 : Roulement avec reliability de 90%

R4 : Roulement linéaire avec reliability de 98%

R5 : Capteur de force avec reliability de 99%

R6 : Accouplement avec reliability de 97%

Toutes ces reliability (pourcentage de fiabilité) sont prises après des recherche sur chaque organe utilisé.

III.9.2 Compréhension du schéma :

Le moteur, accouplement et la vis à billes sont lié en série car si un entre eux a un arrêt tout le système va avoir un arrêt. Par contre les roulements de translation (linéaire) et de rotations sont lié en parallèle car si un entre eux a un arrêt, le système va continuer de fonctionner Just avec un coefficient de frottement élevé mais il ne cesse pas de travailler jusqu'à on a tous les roulements qui ont une défaillance au même temps (coefficient de frottement très élève) dans ce cas-là on doit faire un arrêt au système et finalement pour le capteur de force , il est monté en série car si ce dernier cesse de travailler on peut pas mesurer la force qu'on travaille avec.

$$R_T = R1.R6.R2. [1 - ((1 - R4)^4(1 - R3)^2)]. R5 = 0.903 > 90 \quad (\text{III.63})$$

On peut bien valider que notre système est bien fiable.

N.B. : on peut bien enlever les roulements linéaires de notre schéma car ils ne risquent pas d'avoir une défaillance (la charge de système est verticale donc ils sont soumis à des efforts radiale négligeables).

III.10 Simulation :

Dans cette partie on va Simuler les pièces les plus sollicités aux efforts durant le fonctionnement de la machine.

III.10.1 Axe de transmission :

L'Axe de transmission est l'organe le plus sollicité durant le fonctionnement de nos essais de fatigue et pour cela une simulation est bien nécessaire :

Utilisons une force de 2 KN pour la simulation (sachant qu'on a des tests cycliques, l'axe de transmission est soumis à des chocs durant sa durée de vie et pour cela on doit doubler la force pour avoir un facteur de sécurité de 2).

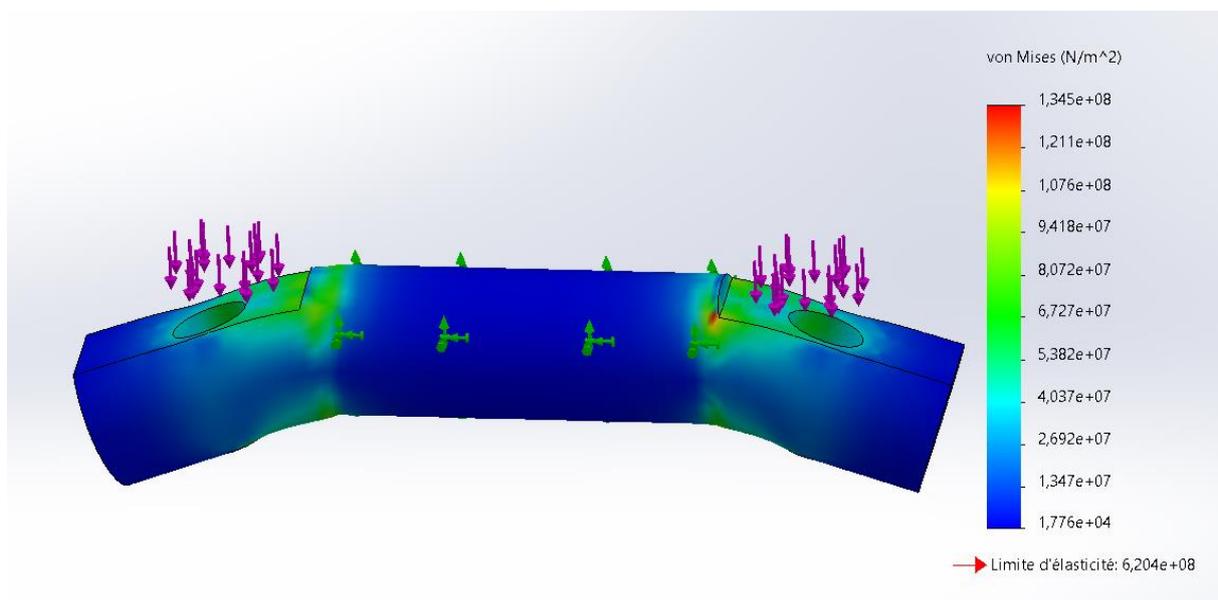


Figure 3-7: Simulation von mises axe de transmission.

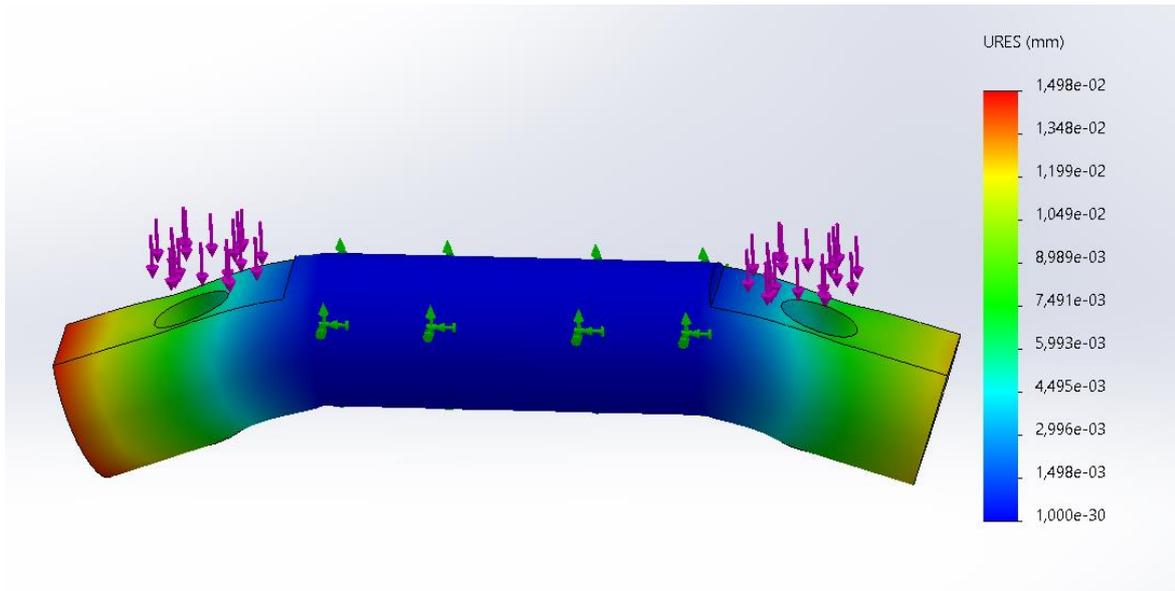


Figure 3-8: Simulation de déplacement axe de transmission.

III.10.2 Tige de transmission :

On peut avoir sans question un doute quand on entend que nos tiges de transmission ont un diamètre de 8 mm, et pour cela une simulation est bien nécessaire afin de valider ces dernières en utilisant une force de 2 KN (le facteur de sécurité est à 4 car on a 2 tiges de transmission qui vont partager la force de fonctionnement 1KN)

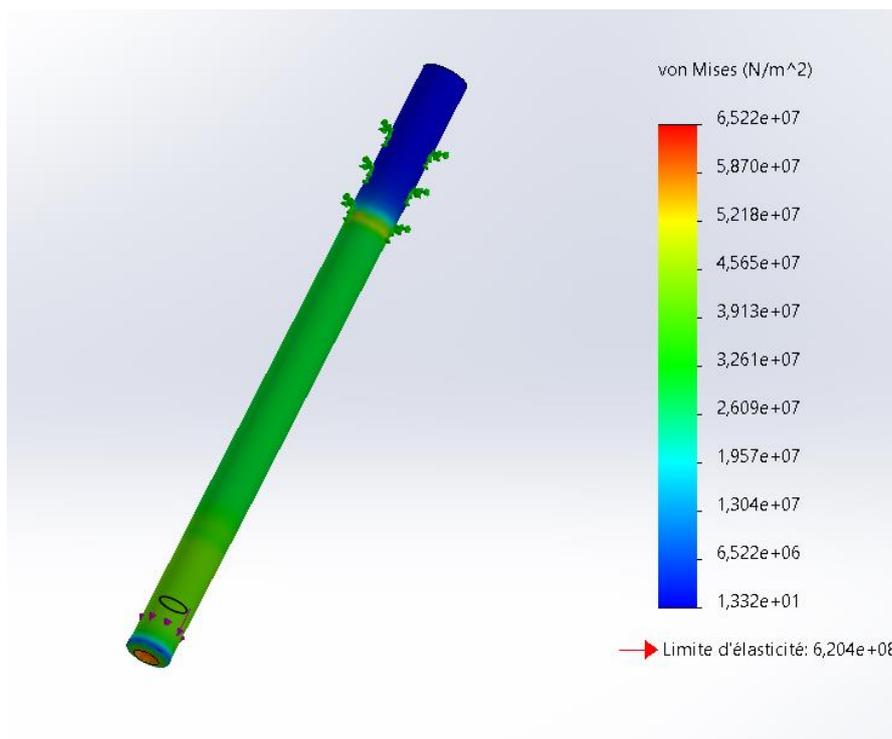


Figure 3-9: tige de transmission vos misses.

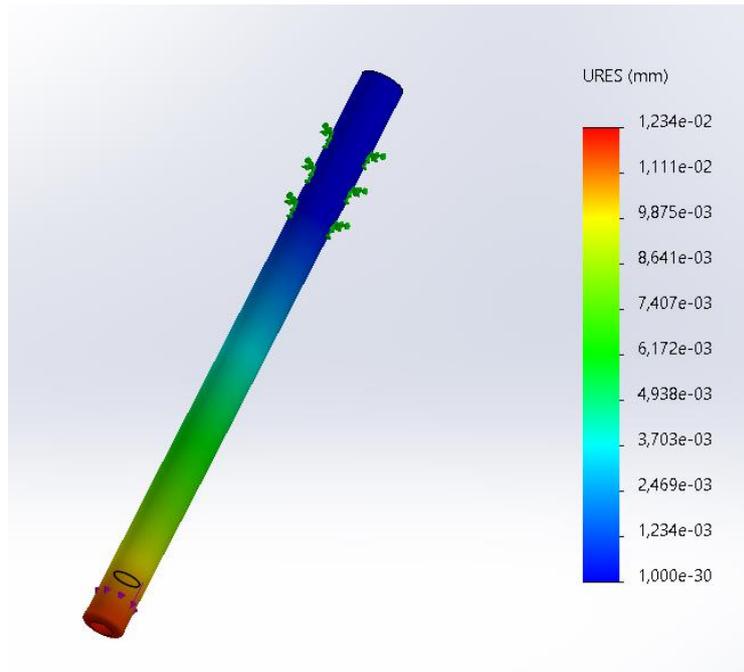


Figure 3-10 : Déplacement tige de transmission.

III.10.3 Plaque capteur de force :

Utilisant une force de 2 KN pour faire notre simulation pour la plaque de capteur de force (un facteur de sécurité de 2) :

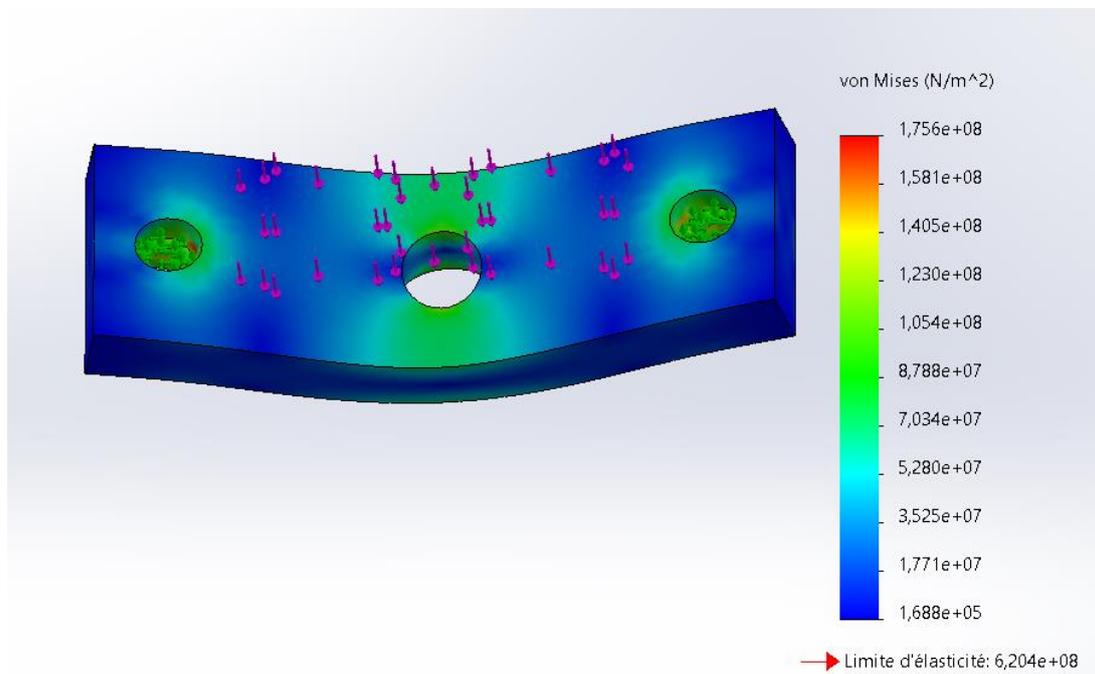


Figure 3-11: simulation von mises pour plaque capteur de force.

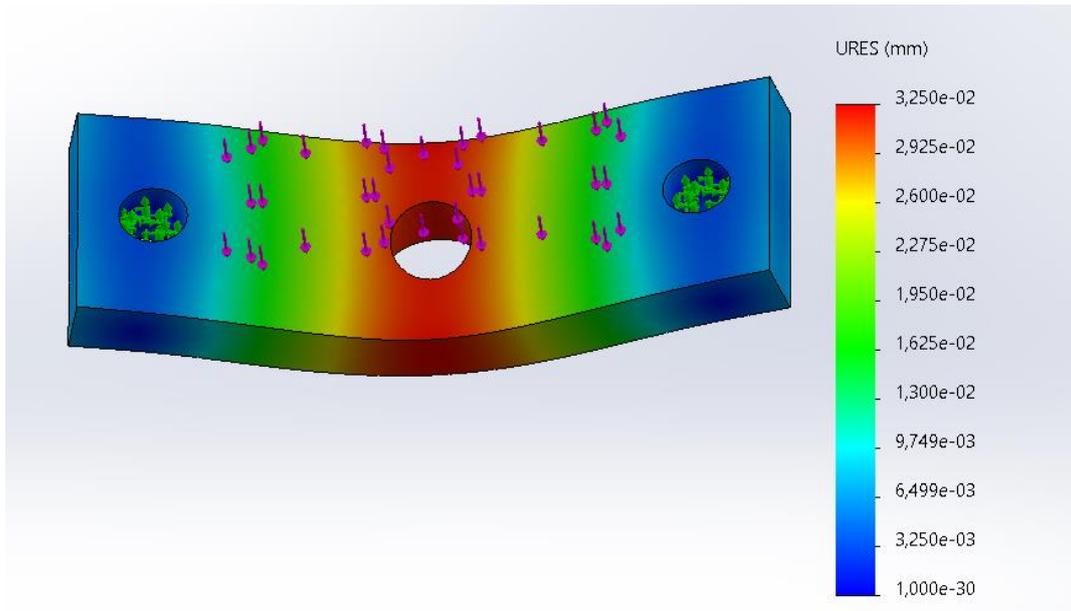


Figure 3-12: Simulation de déplacement plaque capteur de force.

III.11 Conclusion :

Dans ce chapitre on a validé tout nos choix qu'on avait choisi pendant notre conception et notre analyse fonctionnelle interne en outre on a pu constater que chaque détail a son importance et mérite beaucoup d'attention et pour cela l'ingénierie en génie mécanique doit justifier tout sa conception avec des calculs de vérification et simulation pour valider son choix.

Chapitre 4 : Procédure de réalisation de la machine

IV.1 Introduction :

La réalisation de la machine est le résultat des efforts des chapitres précédents (conception et dimensionnement). Dans ce chapitre, nous proposons le processus de fabrication de la machine en identifiant toutes les pièces qui constituent la machine, l'état de disponibilité, le processus de fabrication et en réalisant un dessin de définition pour chaque pièce à traiter à la fin.

IV.3 Les pièces fournies par le département de Génie Mécanique :

Tableau IV.1 Les pièces fournies par le département GM.

Accessoires	Quantité demandée	Quantité disponible
Moteur NEMA42	1	2
Capteur de force	1	1
Vis à billes	1	2
Visserie	X	X

IV.4 Les pièces à acheter :

Pour avoir les prix des pièces qu'on va acheter pour réaliser notre machine on utilise le site web [27] pour tirer les prix et la disponibilité de nos organes sur le marché algérien.

Tableau IV.2 Les pièces à acheter.

Pièce	Quantité	Prix U (da)	Prix Total (da)
Accouplement	1	4000	4000
Roulement à billes 6003-2RS-SKF	2	800	1600
Roulement à billes linéaire LMK 10	2	600	1200
Roulement à billes linéaire LMK 8	2	450	900

Montant total des pièces à acheter : 7700 DA

IV.5 Les pièces à usiner :

Dans cette partie on va introduire les pièces à usiner avec ses gammes de fabrication, on peut distinguer des différents choix pour faire notre contournage et perçage pour les plaques.

- Découpe par jet d'eau
- Découpe par Plasma
- Découpe par Laser
- Découpe par fil(électroérosion) EDM

Certains usinages ne nécessitent pas une grande précision

Les plaques seront de [15mm-10mm] d'épaisseur après le surfacage donc l'utilisation de découpage laser est possible.

Tableau IV.3 Gamme de fabrication tige de guidage.

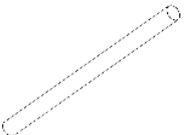
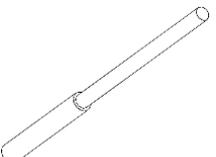
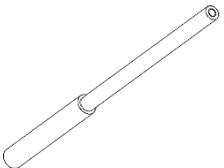
Gamme de fabrication		Nom de la pièce : Tige de guidage	Dimension de brut :	Matériau :	Séquence : 3h
		Nombre de pièces : 2		Etablie par : AISSA EL BEY Mohammed Lotfi	
N° Phase	Désignation des Phases	Machine	Outil	Contrôle	Croquis
1	Contrôle de brut		Pieds à coulisse	Visuel pied à coulisse	
2	Dressage	Tour conventionnel	Outil à dresser	Pieds à coulisse micromètre	
3	Chariotage	Tour conventionnel	Outil à charioter Outil couteau	Deux calibres à mâchoire double 10 h6 et 14 k6.	
4	Centrage Alésage Filetage	Tour conventionnel	Foret à centrer. Outil à aléser. Outil à fileter intérieure.	Tampon métrique fileté.	

Tableau IV.4 Gamme de fabrication tige de transmission.

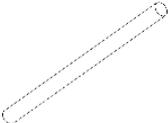
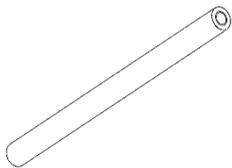
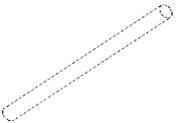
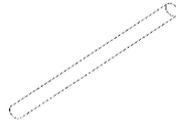
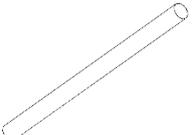
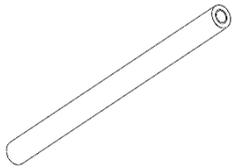
Gamme de fabrication		Nom de la pièce : Tige de transmission	Dimension de brut :	Matériau :	Séquence : 3h
		Nombre de pièces : 2		Etablie par : AISSA EL BEY Mohammed Lotfi	
N° Phase	Désignation des Phases	Machine	Outil	Contrôle	Croquis
1	Contrôle de brut		Pieds à coulisse	Visuel pied à coulisse	
2	Dressage	Tour conventionnel	Outil à dresser	Pieds à coulisse micromètre	
3	Chariotage	Tour conventionnel	Outil à charioter	Calibre à mâchoire double 8 h6	
4	Centrage Alésage Filetage	Tour conventionnel	Foret à centrer Outil à aléser Outil à fileter	Tampon métrique fileté.	

Tableau IV.5 Gamme de fabrication tige demi filetée

Gamme de fabrication		Nom de la pièce : Tige demi filetée	Dimension de brut :	Matériau :	Séquence : 3h
		Nombre de pièces : 2		Etablie par : AISSA EL BEY Mohammed Lotfi	
N° Phase	Désignation des Phases	Machine	Outil	Contrôle	Croquis
1	Contrôle de brut		Pieds à coulisse	Visuel pied à coulisse	
2	Dressage	Tour conventionnel	Outil à dresser	Pieds à coulisse micromètre	
3	Chariotage	Tour conventionnel	Outil à charioter	Calibre à mâchoire double 8 k6.	
4	Centrage Alésage Filetage	Tour conventionnel	Foret à centrer Outil à aléser Outil à fileter intérieure.	Tampon métrique fileté 5mm.	

5	Filetage	Tour conventionnel	Outil à fileter extérieure	Bague filetée 8mm.	
---	----------	--------------------	----------------------------	--------------------	---

Tableau IV.6 Gamme de fabrication plaque fixation d'écrou.

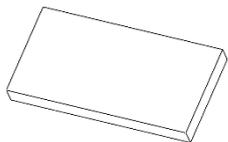
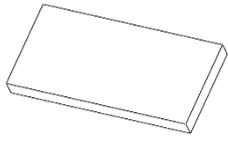
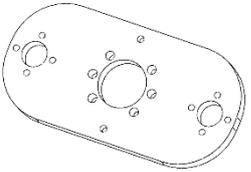
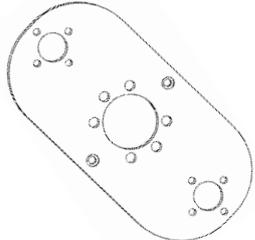
Gamme de fabrication		Nom de la pièce : Plaque fixation d'écrou	Dimension de brut : 200 x 100 x 20	Matériau :	Séquence : 3h
		Nombre de pièces : 1		Etablie par : AISSA EL BEY Mohammed Lotfi	
N° Phase	Désignation des Phases	Machine	Outil	Contrôle	Croquis
1	Contrôle de brut		Pieds à coulisse	Visuel pied à coulisse	
2	Surfaçage en bout.	Fraiseuse	Fraises à 2 tailles	Pieds à coulisse micromètre.	
3	Perçage. Contournage.	Découpage laser		Pieds à coulisse micromètre.	
4	Perçage (centrage court)	Fraiseuse	Fraises à 2 tailles.	Tampon lisse 8 H7.	

Tableau IV.7 Gamme de fabrication plaque à roulement inférieure.

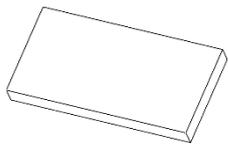
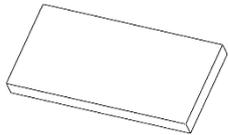
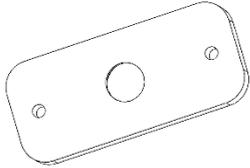
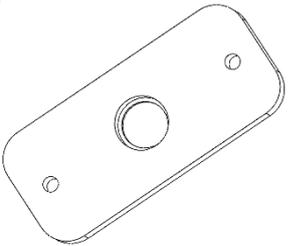
Gamme de fabrication		Nom de la pièce : Plaque roulement inférieure.	Dimension de brut : 200 x 100 x 20.	Matériau :	Séquence : 3h
		Nombre de pièces : 1		Etablie par : AISSA EL BEY Mohammed Lotfi	
N° Phase	Désignation des Phases	Machine	Outil	Contrôle	Croquis
1	Contrôle de brut		Pieds à coulisse	Visuel pied à coulisse	
2	Surfaçage en bout.	Fraiseuse	Fraises à 2 tailles	Pieds à coulisse micromètre.	
3	Perçage. Contournage.	Découpage laser		Pieds à coulisse micromètre.	
4	Perçage (centrage court)	Fraiseuse	Fraises à 2 tailles.	Tampon lisse 35 H7 et 10 H7.	

Tableau IV.8 Gamme de fabrication plaque roulement supérieure

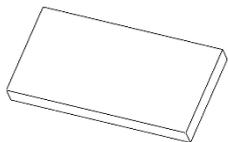
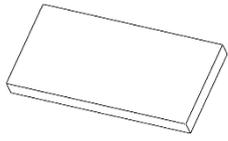
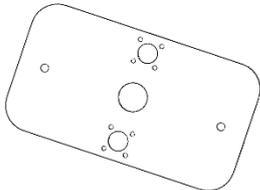
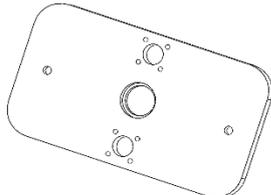
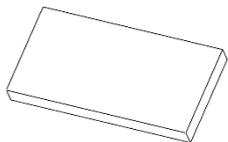
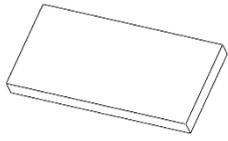
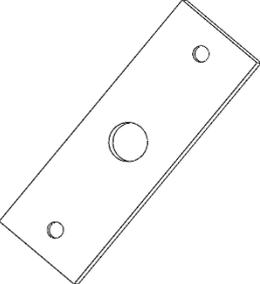
Gamme de fabrication		Nom de la pièce : Plaque roulement supérieure.	Dimension de brut : 200 x 100 x 20.	Matériau :	Séquence : 3h
		Nombre de pièces : 1		Etablie par : AISSA EL BEY Mohammed Lotfi	
N° Phase	Désignation des Phases	Machine	Outil	Contrôle	Croquis
1	Contrôle de brut		Pieds à coulisse	Visuel pied à coulisse	
2	Surfaçage en bout.	Fraiseuse	Fraises à 2 tailles	Pieds à coulisse micromètre.	
3	Perçage. Contournage.	Découpage laser		Pieds à coulisse micromètre.	
4	Perçage (centrage court)	Fraiseuse	Fraises à 2 tailles.	Tampon lisse 35 H7 et 10 H7.	

Tableau IV.9 Gamme de fabrication plaque capteur de force.

Gamme de fabrication		Nom de la pièce : Plaque capteur de force	Dimension de brut : 150 x 100 x 20.	Matériau :	Séquence : 3h
		Nombre de pièces : 2		Etablie par : AISSA EL BEY Mohammed Lotfi	
N° Phase	Désignation des Phases	Machine	Outil	Contrôle	Croquis
1	Contrôle de brut		Pieds à coulisse	Visuel pied à coulisse	
2	Surfaçage en bout.	Fraiseuse	Fraises à 2 tailles	Pieds à coulisse micromètre.	
3	Perçage. Contournage.	Découpage laser		Pieds à coulisse micromètre.	

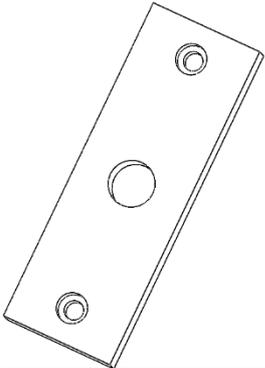
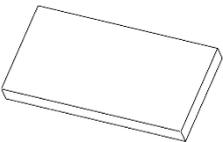
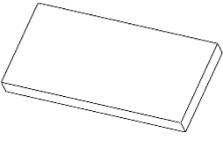
4	Perçage (centrage court)	Fraiseuse	Fraises à 2 tailles.	Tampon lisse 8 H7.	
---	-----------------------------	-----------	-------------------------	-----------------------	---

Tableau IV.10 Gamme de fabrication plaque fixation moteur.

Gamme de fabrication		Nom de la pièce : Plaque fixation moteur.	Dimension de brut : 350 x 350 x 20.	Matériau :	Séquence : 3h
		Nombre de pièces : 1		Etablie par : AISSA EL BEY Mohammed Lotfi	
N° Phase	Désignation des Phases	Machine	Outil	Contrôle	Croquis
1	Contrôle de brut		Pieds à coulisse	Visuel pied à coulisse	
2	Surfaçage en bout.	Fraiseuse	Fraises à 2 tailles	Pieds à coulisse micromètre.	

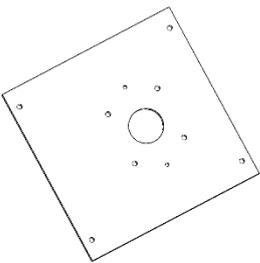
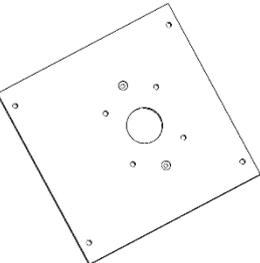
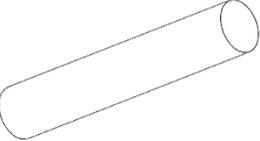
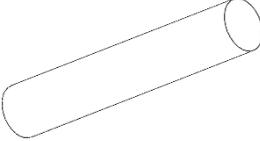
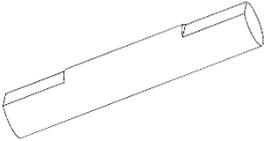
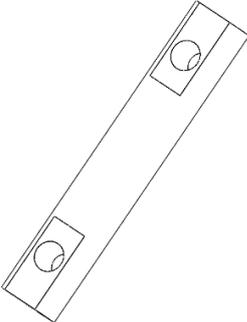
3	Perçage. Contournage.	Découpage laser		Pieds à coulisse micromètre.	
4	Perçage (centrage court)	Fraiseuse.	Fraises à 2 tailles.	Tampon lisse 14 H7.	

Tableau IV.11 Gamme de fabrication Axe de transmission.

Gamme de fabrication		Nom de la pièce : Axe de transmission.	Dimension de brut : 18x150	Matériau :	Séquence : 2h
		Nombre de pièces : 1		Etablie par : AISSA EL BEY Mohammed Lotfi	
N° Phase	Désignation des Phases	Machine	Outil	Contrôle	Croquis
1	Contrôle de brut		Pieds à coulisse	Visuel pied à coulisse	
2	Dressage. Chariotage.	Tour conventionnel	Outil à dresser. Outil à charioter.	Pieds à coulisse micromètre.	

3	Surfaçage.	Fraiseuse.	Fraise à 2 tailles.	Pieds à coulisse micromètre.	
4	Perçage. Taraudage.	Perceuse à colonne.	Foret de 8 mm. Taraud m8.	Tampon fileté.	

IV.5.1 Les outils de contrôle :

Pour des vérifications facile et rapide on utilise les instruments de mesure à dimension fixes.

Pour les alésages :

Tampon lisse :

Le tampon est un vérificateur constitué par un ou deux cylindres en acier trempé a surface parfaitement lisse, montes sur les extrémités d'une poigné sur laquelle est marquée la cote nominale suivie des symboles de tolérance.

Le contrôle d'une cote intérieure exige :

- un vérificateur entre pour affirmer que la cote n'est pas trop faible ; c'est le vérificateur mini,
- un vérificateur n'entre pas pour affirmer que la cote n'est pas trop grande ; c'est le vérificateur maxi.

Si les deux conditions sont remplies, la pièce est acceptable. La pièce a donc bien une cote réelle comprise entre les cotes limites.

Pour les arbres :

Chaque vérificateur est constitué par deux mâchoires gravés en son milieu la cote nominale et les symboles de tolérance sont graves au milieu du poigné.

Pour l'emploi de ces vérificateurs, observer les mêmes règles que pour l'emploi des tampons lisses.

Pour filetage :

Pour le filetage extérieur :

On utilise des bagues filetées

Pour le filetage intérieur :

On utilise des tampons filetés.

IV.6 Conclusion :

Dans ce chapitre on a suivi la démarche pour aider à la réalisation de la machine, afin de concevoir une machine de fatigue multiaxiale et à moindre cout. Le département de génie mécanique met à notre disposition des différents organes et surtout de la matière première. Pour l'usinage des pièces, un calcul des couts est fait. Pour les accessoires manquants qu'on doit acheter montrent que la machine pourra être réalisée avec un cout très raisonnable. Les pièces à réaliser par usinage et découpe sont bien identifiés grâce aux dessins de définition et la gamme de fabrication. La réalisation la machine peut être opérationnelle pour les TP RDM, des PFE ou travaux de recherche.

Conclusion générale :

Ce mémoire avait pour ambition de concevoir et réaliser un système de flexion alternée et obtenir ainsi une machine de fatigue multiaxiale.

Pour qu'on puisse fixer nos besoins et les contraintes lié au projet nous avons dressé un cahier de charge fonctionnelle.

Ensuite, pour répondre aux besoins et les contraintes liées au projet nous avons mené une analyse fonctionnelle interne, et ensuite donner des suggestions et des solutions possibles pour chaque sou problématique et finalement faire une conception créative et économique finale qui répond à tous les besoins exprimés.

Nous avons pu montrer que le choix de système moteurs pas à pas accouplé avec une vis à billes est une bonne alternative pour obtenir une machine compacte et silencieuse et bien précise.

Pour la réalisation de la machine, les pièces conçues sont très faciles à réaliser

Finalement un calcul de cout est fait pour montrer que la machine est réalisable et ne coute pas très cher.

La partie réalisant les essais de flexion rotative et de torsion alternée existe. Avec la partie réalisant les essais de flexion monotone et alternés, le département gagnera une machine de fatigue multiaxiale simple et facilement exploitable. Sa mise en marche et son entretien sont faciles.

Cette machine pourra être utilisées par les ingénieurs et les chercheurs pour leurs travaux.

Bibliographie :

- [1] Abdulkader ZALT Endommagement par fatigue et prédiction de la durée de vie des structures soudées de type caisson Université de lorraine Thèse pour obtenir le grade de docteur de l'université de lorraine.[en ligne] <https://hal.univ-lorraine.fr/tel-01749316/document>
- [2] R.J.H Wanhill (2002). *Milestone Case Histories in Aircraft Structural Design*. National Aerospace Laboratory. NLR-TP-2002-521
- [3] Suresh, S. Fatigue of Materials Disponible en ligne sur <https://vextec.com/brief-history-fatigue-research-part-1-beginning/>. [Consulté le 09/08/2021]
- [4] Fatigue definition Disponible en ligne sur <https://www.ae.msstate.edu/vlsm/materials/fatigue/fatigue.htm> [Consulté le 10/08/2021]
- [5] Analyse Fonctionnelle Externe Publié par REDOUAN EL ALLALI Disponible en ligne sur : <https://redouan-allali.over-blog.com/2014/08/analyse-fonctionnelle.html> [Consulté le 10/08/2021]
- [6] INTRODUCTION A SOLIDWORKS Pdf [Consulté le 10/08/2021] https://my.solidworks.com/solidworks/guide/SOLIDWORKS_Introduction_FR.pdf
- [7] Solidworks Société Histoire Pdf Disponible sur <https://boowiki.info/art/logiciel-proprietaire-pour-microsoft-windows/solidworks.html> [Consulté le 10/08/2021]
- [8] Académie limoges http://pedagogie.aclimoges.fr/sti_si/accueil/FichesConnaissances/Sequence3SSi/co/S3B22_Association_modele_composant_18.html
- [9] Catalogue Vis à billes Ecmu Csr disponible sur https://www.ecmu-csr.com/ecrou_carry-2/ [Consulté le 27/08/2021]
- [10] LMK linear bearing catalogue. Disponible sur <https://indialocalshop.com/lmk-10-uu-flange-linear-bearing.html> [Consulté le 30/08/2021]
- [11] OKorder global materials and equipment supplier disponible en ligne sur https://ask.okorder.com/questions/characteristics-of-plain-bearings_381150.html [Consulté le 30/08/2021]
- [12] Acier trempé rectifié - CF53 Disponible en ligne sur <https://www.tridistribution.fr/accessoire-rotule-chape-bille/22663-18207-acier-trempe-rectifie-matiere-cf53-h6.html> [Consulté le 27/08/2021]
- [13] Fiche technique CZL301 Disponible en ligne sur <https://www.gotronic.fr/art-capteur-de-force-500-kg-czl301-20800.htm> [Consulté le 29/08/2021]
- [14] SKF Type et montage de roulements Disponible en Ligne sur <https://www.skf.com/africa/fr/products/rolling-bearings/principles-of-rolling-bearing->

[selection/bearing-selection-process/bearing-type-and-arrangement/arrangements-and-their-bearing-types](#) le [Consulté le 27/08/2021]

[15] Mohammed Bouaziz Cours CM 1 Organes de blocage et de liaison.

[16] Mohammed Bouaziz Cours Métrologie Tolérances et ajustements des élément lisses.

[17] RABBE, P., LIEURADE, H. P., GALTIER, A. Essais de fatigue, partie 1. M4170, Traité Matériaux métalliques. Disponible en ligne Consulté le [Consulté le 27/08/2021]

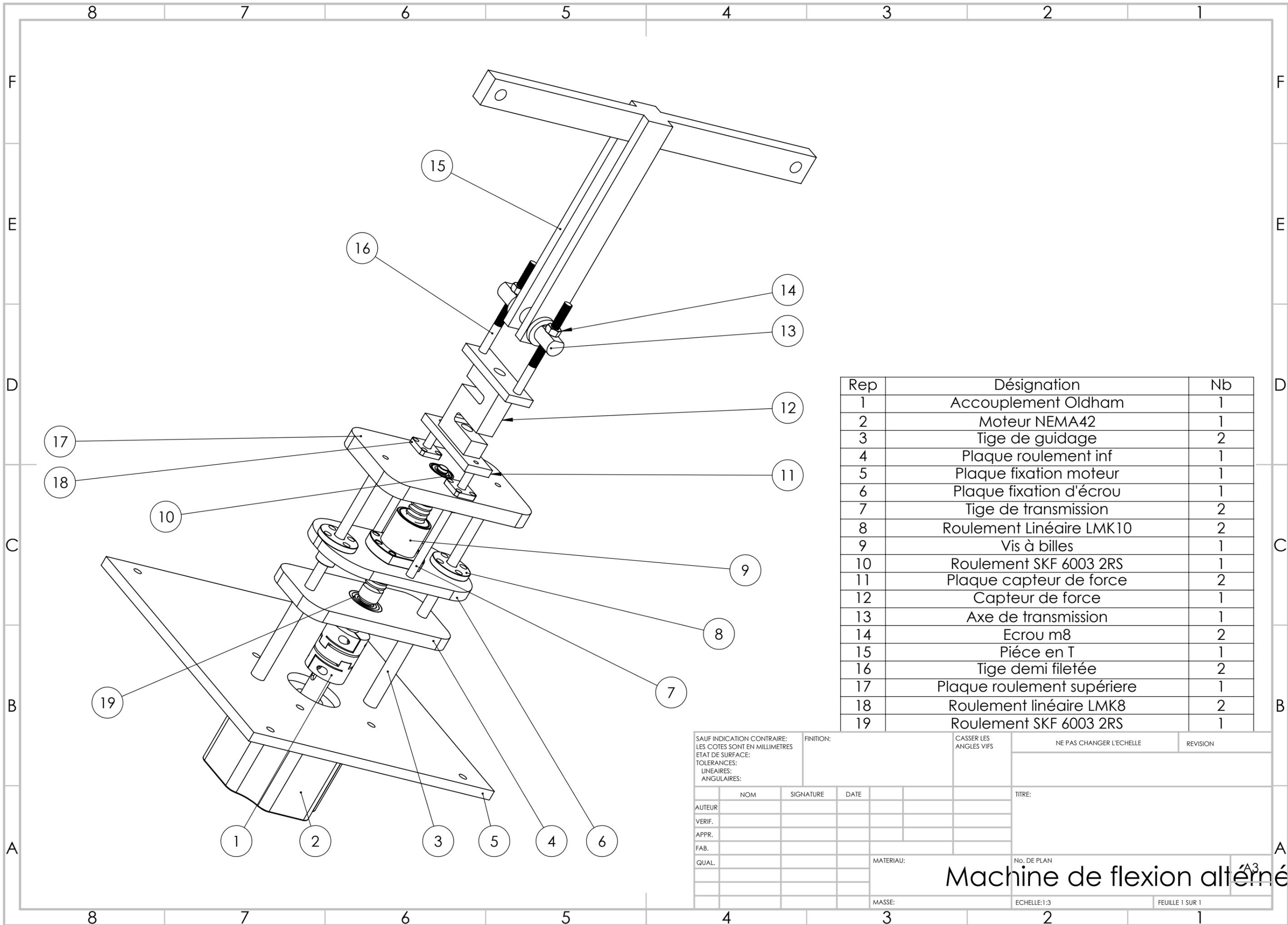
[18] PATS. www.pats.ch [en ligne]. Disponible sur <http://www.pats.ch/formulaire/element/element1.aspx> [Consulté le 27/08/2021]

[19] norme française assemblages vissés NF E 25-030-1. Disponible en Ligne <http://217.128.30.112/AFNOR/doc/docafnor/FA154798.pdf> [Consulté le 29/08/2021]

[20] <https://www.dzduino.com/> [Consulté le 25/08/2021]

[21] Mlle.Hadid et Mr.hadj Bouzid Conception et réalisation d'une machine de fatigue en torsion couplée avec la flexion, Projet de fin d'études en vue de l'obtention du Diplôme D'Ingénieur d'État en Génie Mécanique à l'Ecole nationale polytechnique d'alger Juin 2015.

Annexe :



Rep	Désignation	Nb
1	Accouplement Oldham	1
2	Moteur NEMA42	1
3	Tige de guidage	2
4	Plaque roulement inf	1
5	Plaque fixation moteur	1
6	Plaque fixation d'écrou	1
7	Tige de transmission	2
8	Roulement Linéaire LMK10	2
9	Vis à billes	1
10	Roulement SKF 6003 2RS	1
11	Plaque capteur de force	2
12	Capteur de force	1
13	Axe de transmission	1
14	Ecrou m8	2
15	Pièce en T	1
16	Tige demi filetée	2
17	Plaque roulement supérieure	1
18	Roulement linéaire LMK8	2
19	Roulement SKF 6003 2RS	1

SAUF INDICATION CONTRAIRE:
 LES COTES SONT EN MILLIMETRES
 ETAT DE SURFACE:
 TOLERANCES:
 LINEAIRES:
 ANGULAIRES:

FINITION:

CASSER LES ANGES VIFS

NE PAS CHANGER L'ECHELLE

REVISION

NOM	SIGNATURE	DATE	TITRE:
AUTEUR			
VERIF.			
APPR.			
FAB.			
QUAL.			

MATERIAU:

No. DE PLAN

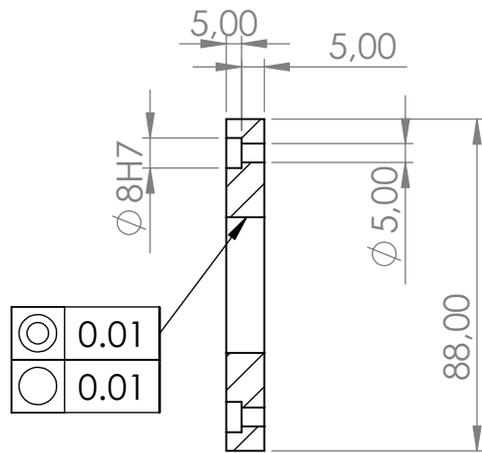
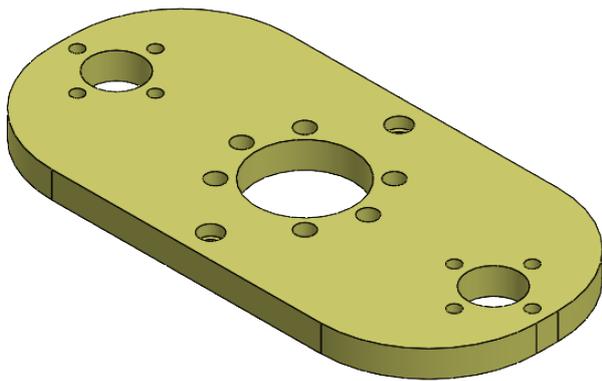
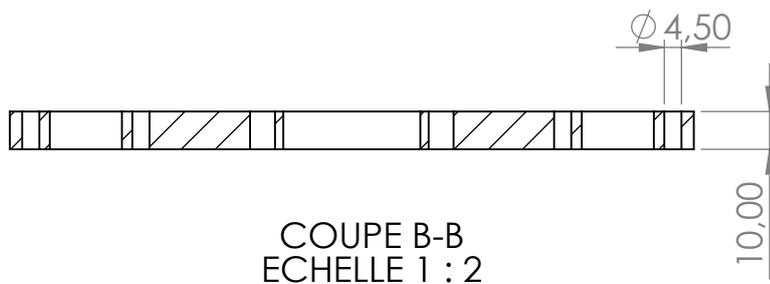
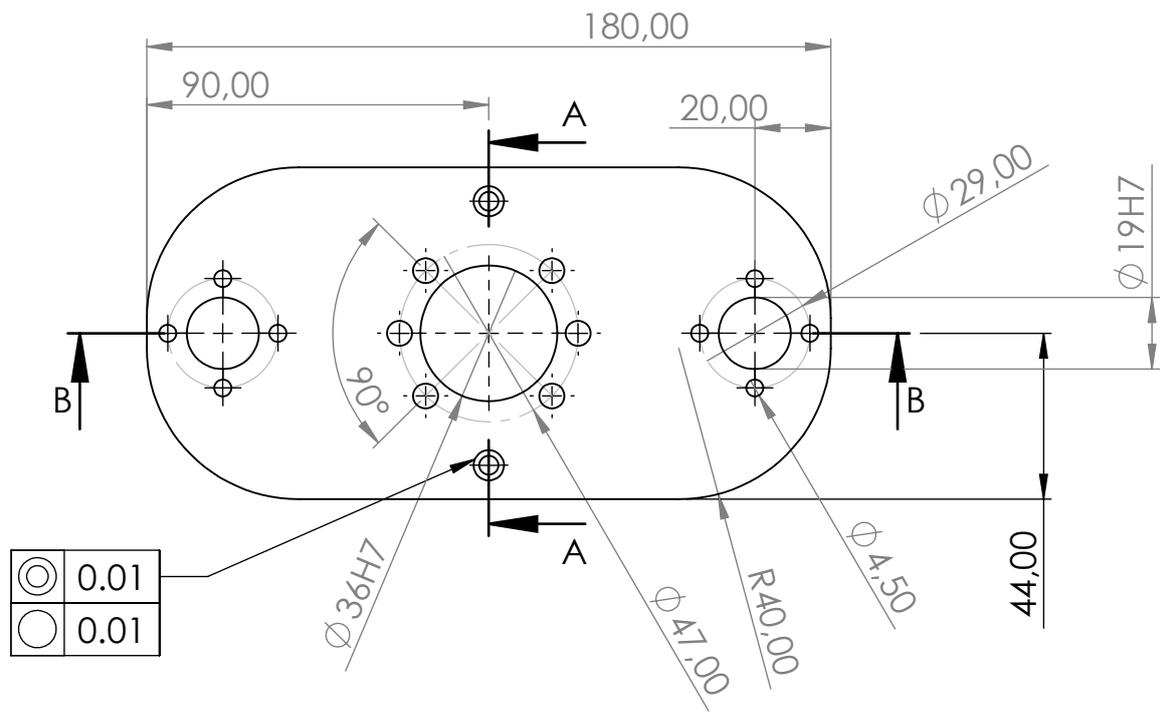
MASSE:

ECHELLE:1:3

FEUILLE 1 SUR 1

Machine de flexion alternée

A3

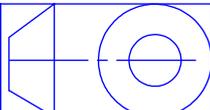


ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

E.N.P
G.MECANIQUE

Echelle

1:2



Plaque fixation d'écrou

Etudiant

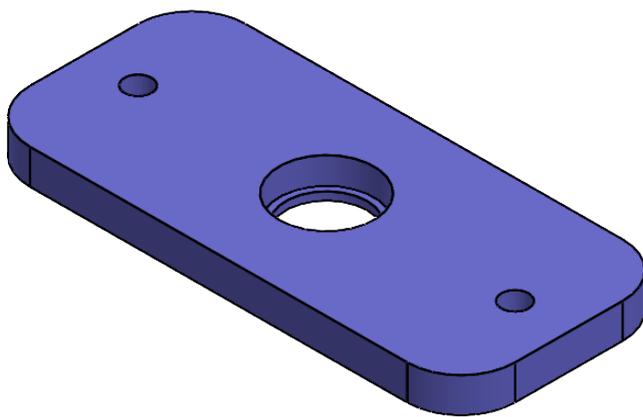
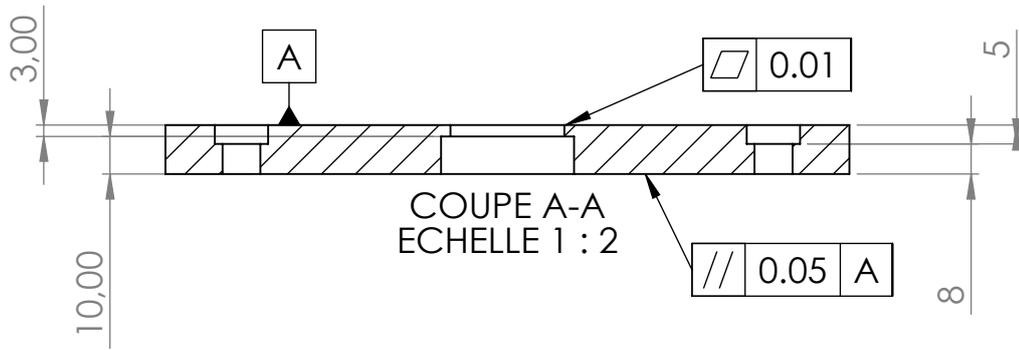
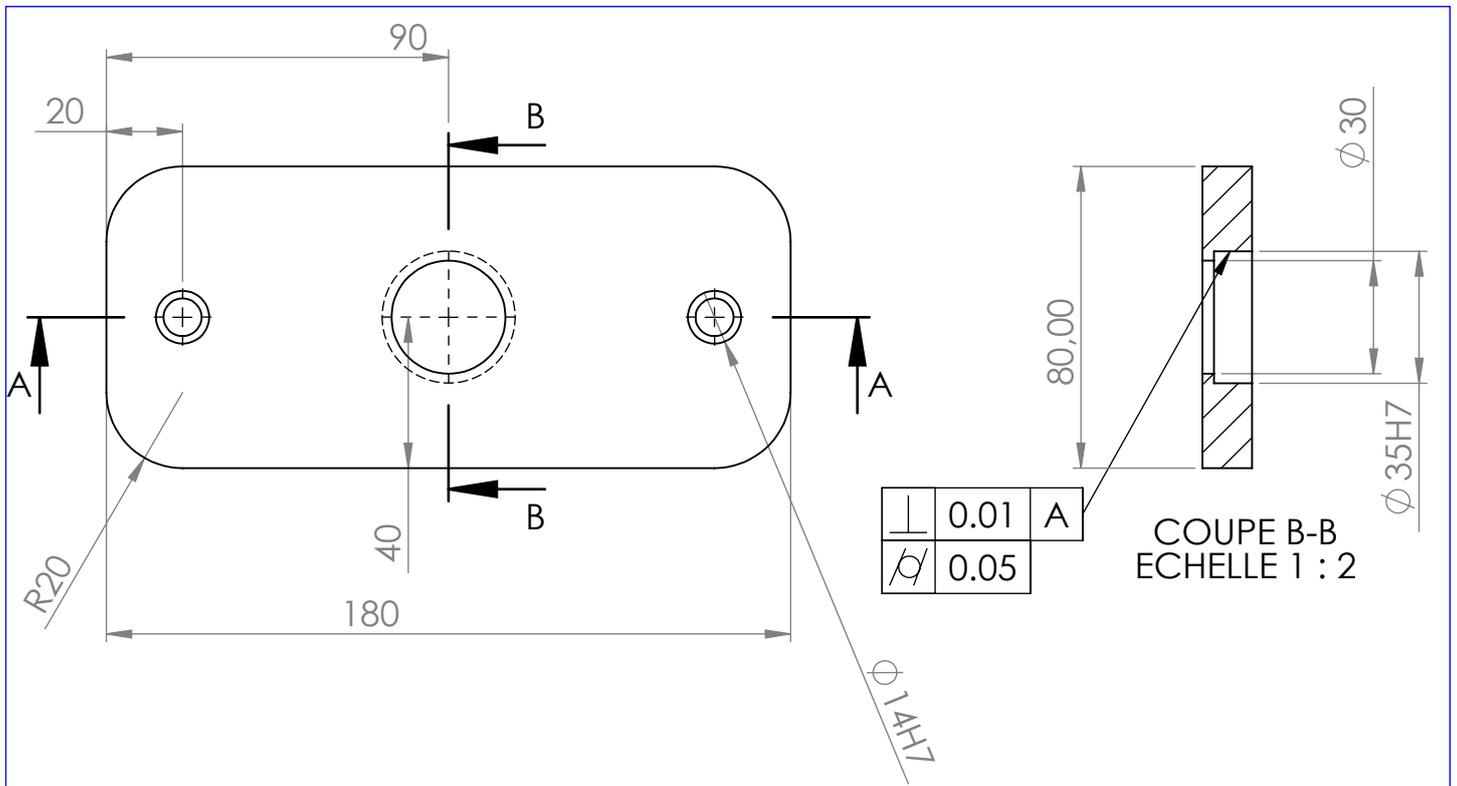
Aissa el Bey

Promoteur

Belkacemi

Promoteur

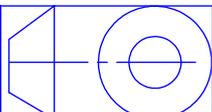
Guergueb



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

E.N.P
G.MECANIQUE

Echelle



Plaque à roulement inférieure

1:2

Etudiant

Aissa el Bey

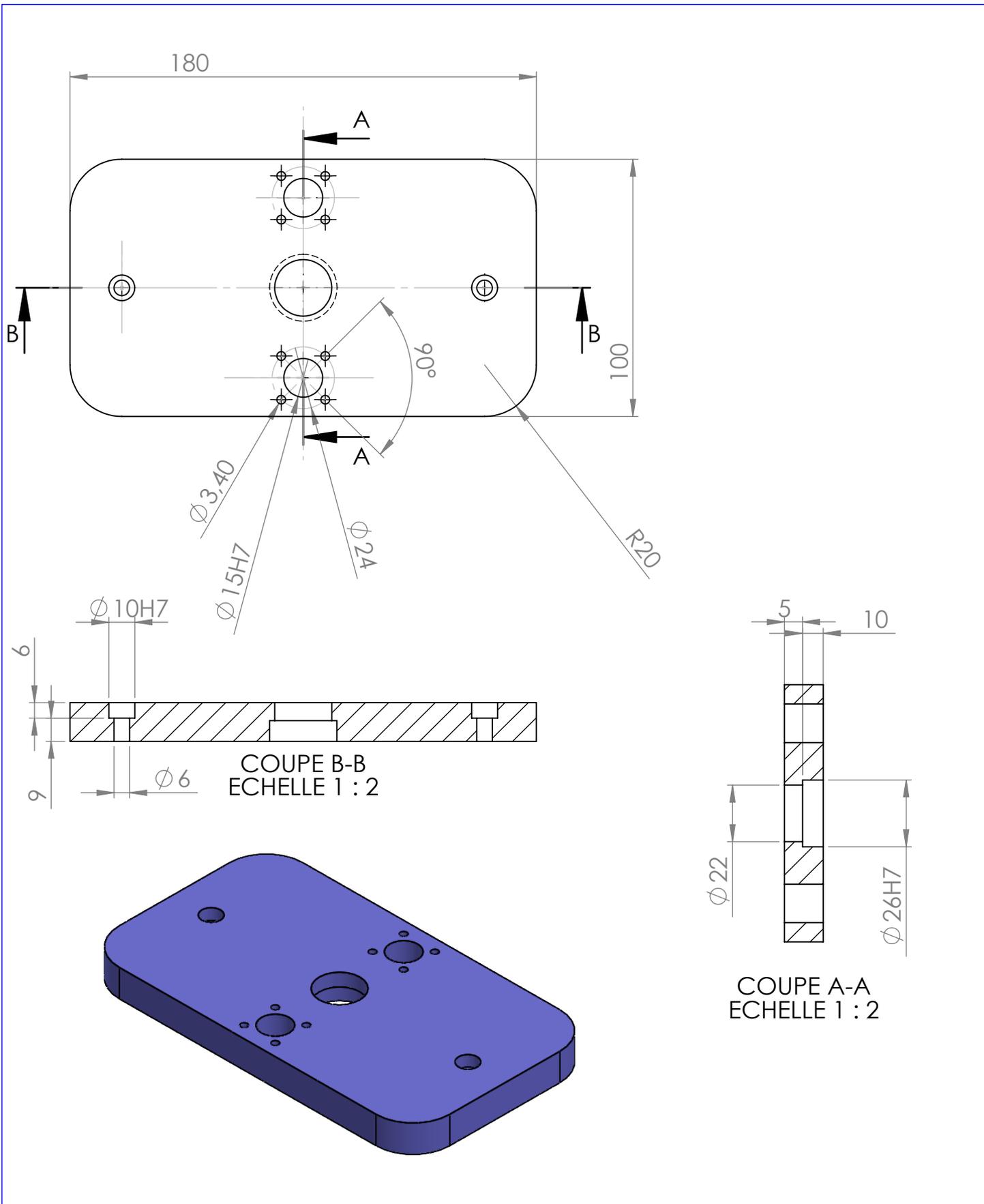
15/08/2021

Promoteur

Belkacemi

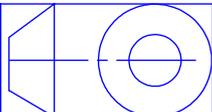
Promoteur

Guergueb



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle



plaque à roulement supérieure

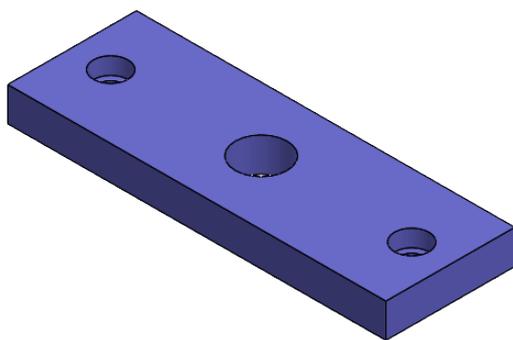
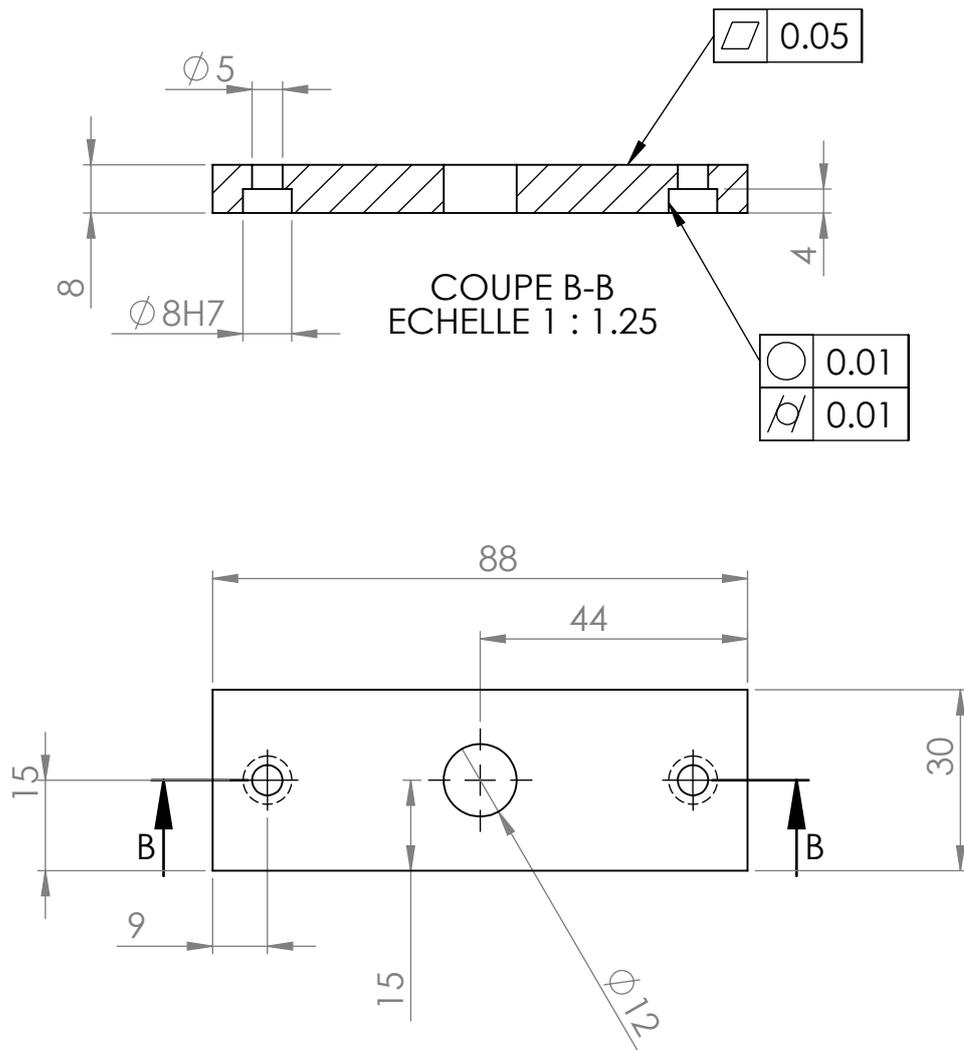
E.N.P
G.MECANIQUE

Etudiant Aissa el Bey

Promoteur Belkacemi

Promoteur Guergueb

15/08/2021



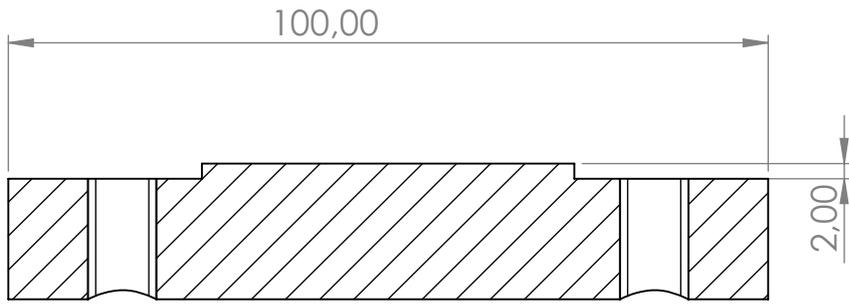
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

E.N.P
G.MECANIQUE

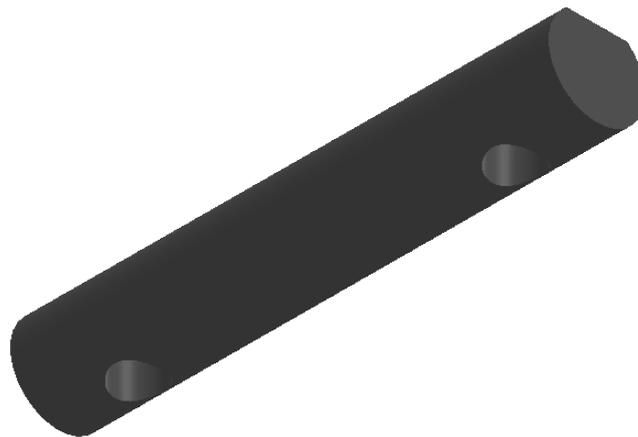
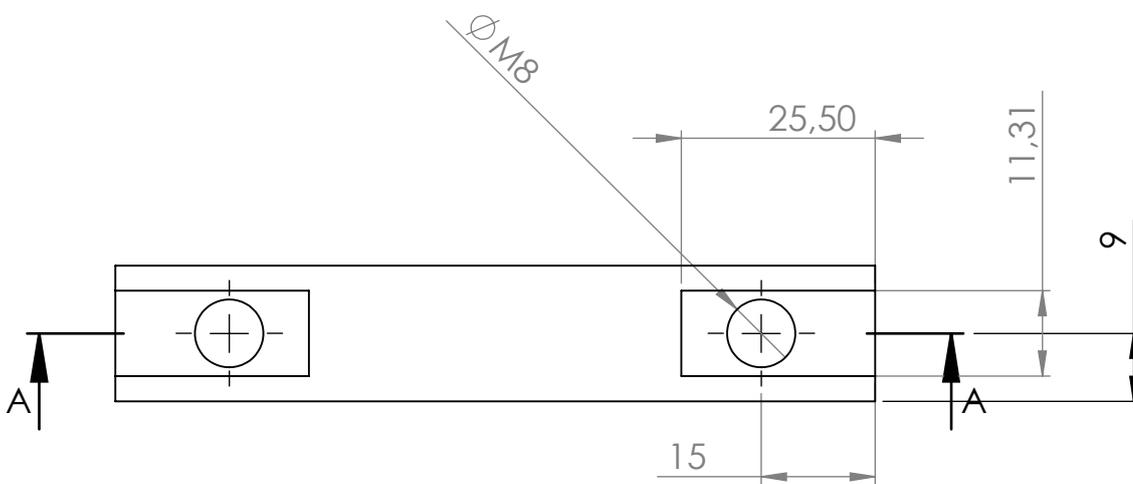
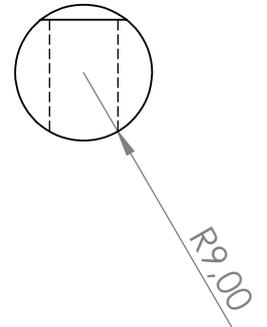
Echelle	
1:1.25	
Etudiant	Aissa el Bey
Promoteur	Belkacemi
Promoteur	Guergueb

Plaque capteur de force

15/08/2021



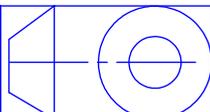
COUPE A-A



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

E.N.P
G.MECANIQUE

Echelle



Axe de transmission

Etudiant

Aissa el Bey

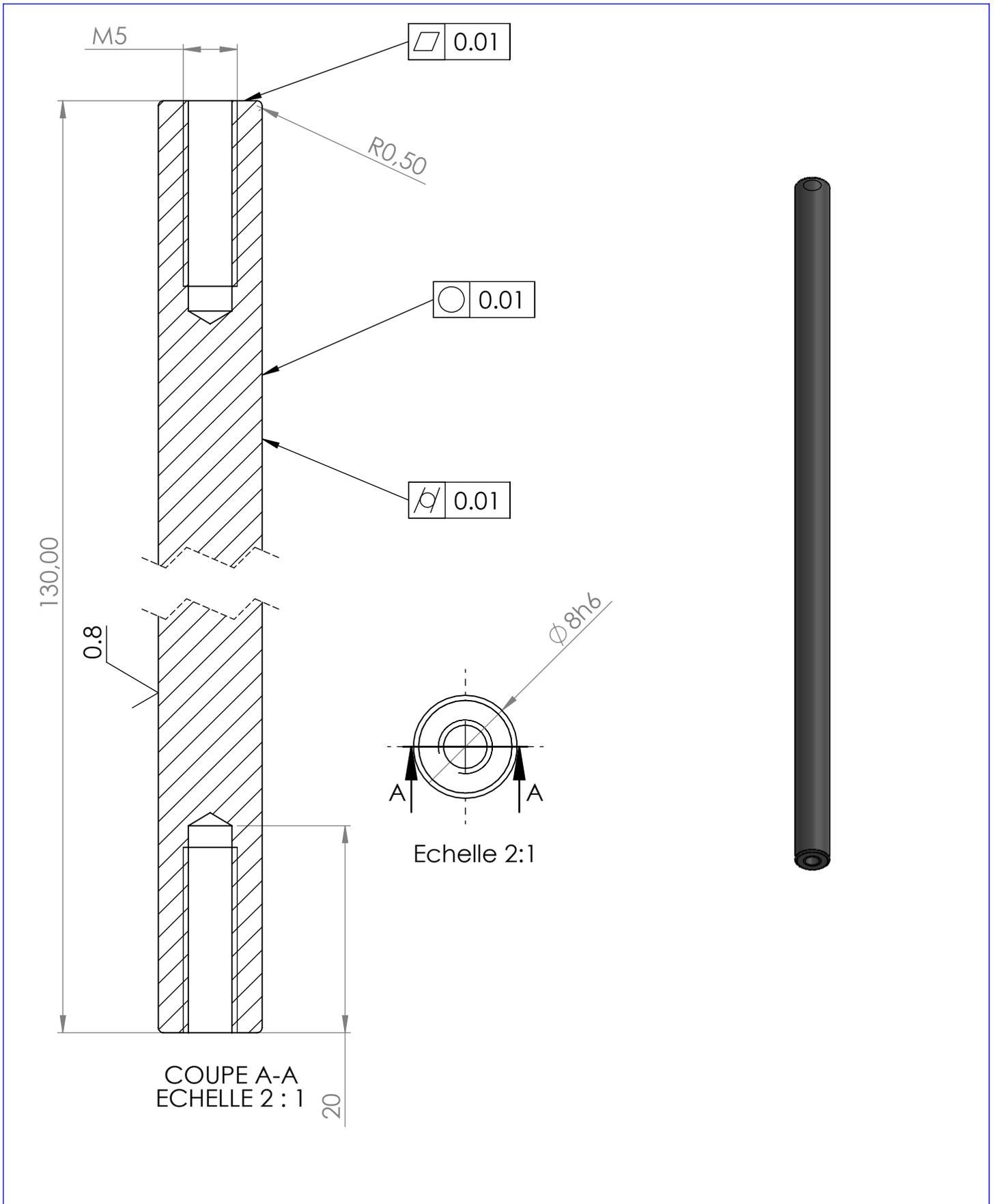
Promoteur

Belkacemi

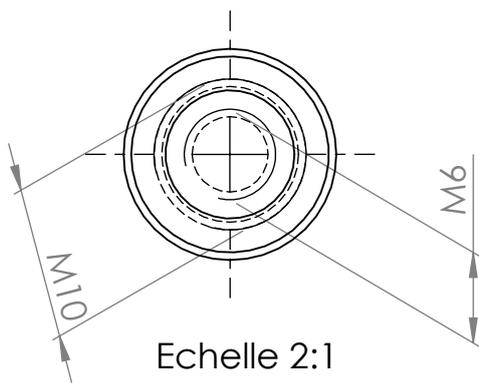
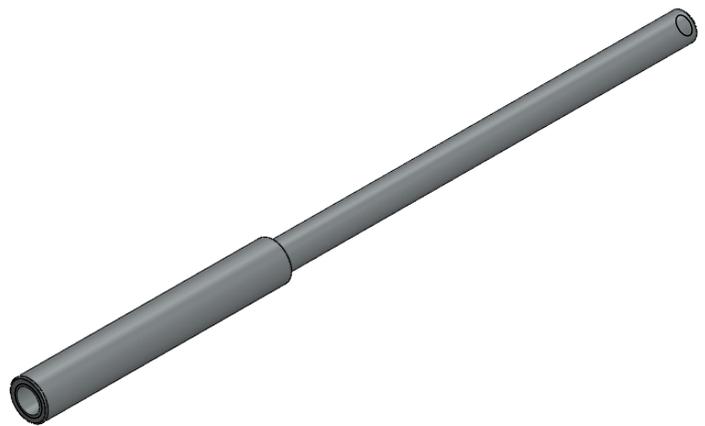
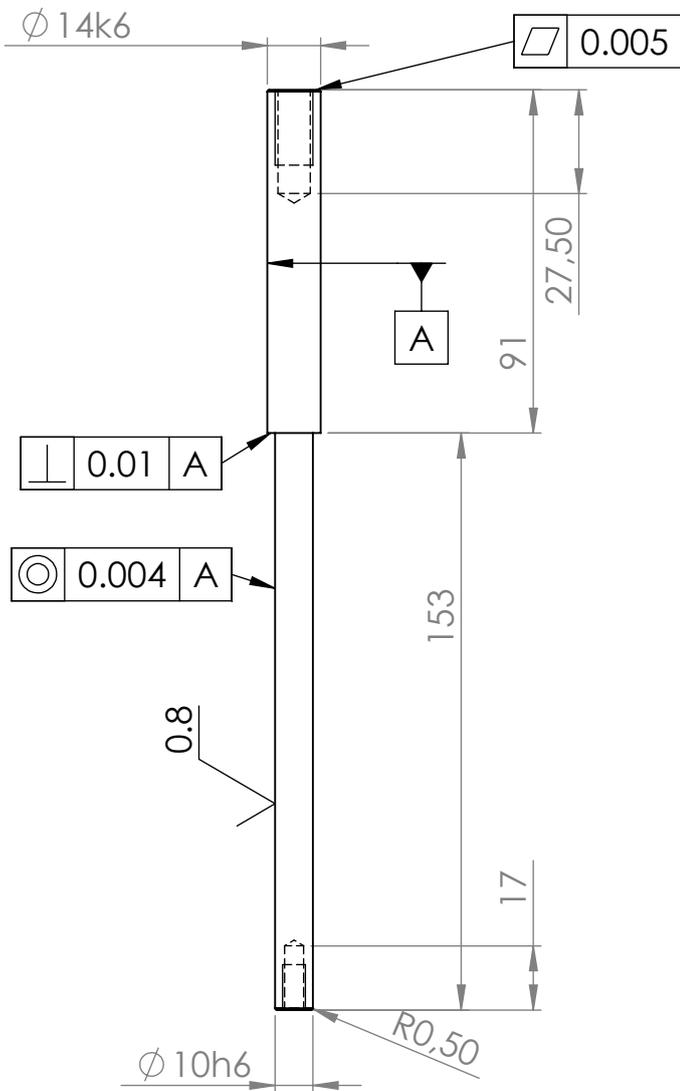
Promoteur

Guergueb

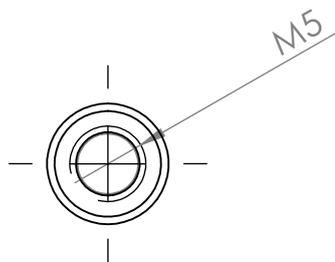
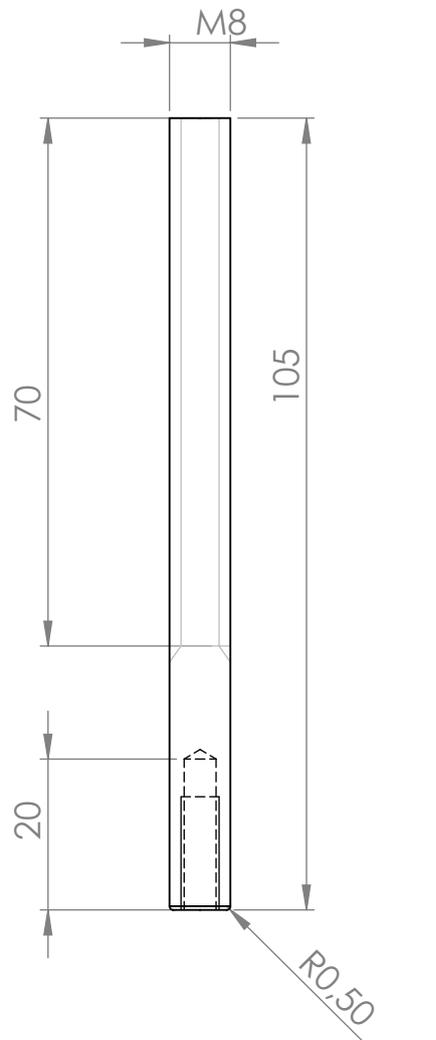
15/08/2021



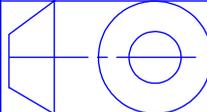
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE		tige de transmission	E.N.P G.MECANIQUE
Echelle 2:1			
Etudiant	Aissa el Bey		15/08/2021
Promoteur	Belkacemi		
Promoteur	Guergueb		



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE		Tige de guidage	E.N.P G.MECANIQUE
Echelle 1:2			
Etudiant	Aissa el Bey		15/08/2021
Promoteur	Belkacemi		
Promoteur	Guergueb		



echelle 2:1

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			E.N.P G.MECANIQUE
Echelle 2:1		Tige demi filetée	
Etudiant	Aissa el Bey		15/08/2021
Promoteur	Belkacemi		
Promoteur	Guergueb		