

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

École Nationale Polytechnique



Département de Génie Mécanique

Projet de fin d'études en vue de l'obtention du Diplôme

D'Ingénieur d'État en Génie Mécanique

**CONCEPTION ET REALISATION D'UNE MACHINE DE
FATIGUE
EN TORSION COUPLÉE AVEC LA FLEXION**

Réalisé par

Melle. HADID Fatima Zahra

Mr. HADJ BOUZID Amine Malik

Promoteurs

Mr. B.GUERGUEB

Mr. Y.BELKACEMI

Juin 2015

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

قُلْ إِنَّ صَلَاتِي وَنُسُكِي وَمَحْيَايَ وَمَمَاتِي لِلَّهِ رَبِّ الْعَالَمِينَ

لَا شَرِيكَ لَهُ وَبِذَلِكَ أُمِرْتُ وَأَنَا أَوَّلُ الْمُسْلِمِينَ

قُلْ أَغْيَرَ اللَّهُ أَبْغِي رَبًّا وَهُوَ رَبُّ كُلِّ شَيْءٍ وَلَا تَكْسِبُ كُلُّ
نَفْسٍ إِلَّا عَلَىٰ نَفْسِهَا وَلَا تَزِرُ وَازِرَةٌ وِزْرَ أُخْرَىٰ ثُمَّ إِلَىٰ
رَبِّكُمْ مَرْجِعُكُمْ فَيُنَبِّئُكُم بِمَا كُنتُمْ فِيهِ تَخْتَلِفُونَ

وَهُوَ الَّذِي جَعَلَكُمْ خَلَائِفَ فِي الْأَرْضِ وَرَفَعَ بَعْضَكُمْ فَوْقَ بَعْضٍ
دَرَجَاتٍ لِّيَبْلُوكُمْ فِي مَا آتَاكُمْ إِنَّ رَبَّكَ سَرِيعُ الْعِقَابِ وَإِنَّهُ
لَغَفُورٌ رَّحِيمٌ

صَدَقَ اللَّهُ الْعَظِيمُ

RÉSUMÉ

Notre travail se place dans le cadre d'une conception d'une machine de fatigue en torsion alternée couplée à la flexion. L'étude que nous avons menée se divise en trois parties. Elle commence par la présentation de notions et généralités liées à la fatigue. Puis se poursuit avec la méthodologie suivie et les différentes pistes explorées pour l'élaboration de notre machine. Pour finir, nous avons soumis la solution retenue à un calcul mécanique relatif à ses composants, et modélisé notre machine à l'aide du logiciel SolidWorks.

Mots clés : *conception, machine, essai de fatigue, torsion, flexion plane*

ABSTRACT

This work focuses on a design of an alternating torsional fatigue machine coupled to the flexure. The study we conducted is divided into three parts. It begins with the presentation of concepts related to the fatigue. Then, it continues with the methodology and the different avenues explored for the development of our machine. Finally, we have submitted the chosen solution to a mechanical calculation related on its components, and modeled our machine by using SolidWorks software.

Keywords: *design, machine fatigue testing, torsion, plane bending*

ملخص

تطرق مشروع مذكرة نهاية دراستنا إلى تصميم آلة تعب انحناء والتواء في نفس الوقت. وتنقسم الدراسة التي أجريناها إلى ثلاثة أجزاء، حيث نتعرض في بادئ الأمر إلى عرض المفاهيم المتعلقة بالتعب، نتواصل بالمنهجية المتبعة والسبل المختلفة لتطوير ألتنا، أخيراً، قدمنا الحلول معتمدين على حساب ميكانيكي لجميع مكونات الآلة واقترحنا نموذج للآلة باستخدام برنامج سولييدوركس.

كلمات مفتاحية: *تصميم، آلة، اختبار التعب، الالتواء، الانحناء.*

Dédicaces

Mon père, qui m'a permis d'en arriver là où je suis aujourd'hui, en me poussant à dépasser mes limites sans jamais renoncer, sa droiture, sa générosité et sa conduite ont toujours été un modèle pour moi.

Ma mère, qui a toujours su m'écouter et pris le temps de me comprendre, sa douceur, sa tendresse et sa bonté ont toujours mérité mon plus profond respect.

Ma sœur Ikram, que j'admire pour sa vivacité d'esprits et sa volonté sans faille et avec qui j'affiche une grande complicité.

Ma sœur Imene, petit ange à l'éveil remarquable et à l'imagination débordante, source de bonne humeur, grâce à ce qui j'arrive à avoir un regard neuf sur le monde qui m'entoure.

Ma binôme, amie dotée de grandes qualités humaines, que je tiens à remercier tout particulièrement pour ces innombrables échanges scientifiques et ce travail très constructif.

Mes amis, qui m'ont apporté un grand soutien tout au long de mon cursus universitaire.

Je vous dédie ce modeste travail

Amine Malik

Dédicaces

Je dédie ce projet de fin d'études à :

La mémoire de *mon très cher grand père (BABAYI)* qui nous a quitté
le 1^{er} mars 2015.

La mémoire de *Ma très chère tante (Mama Rabéa)* qui nous a quittée
le 10 février 2010.

A mon père, qui peut être fier et trouver ici le résultat de longues années de sacrifices et de privations pour m'aider à avancer dans la vie. Puisse Allah le tout puissant fasse en sorte que ce travail porte son fruit, Merci pour les valeurs nobles, l'éducation et le soutien permanent venu de toi.

A ma mère, qui a œuvré pour ma réussite, de par son amour, son soutien, tous les sacrifices consentis et ses précieux conseils, pour toute son assistance et sa présence dans ma vie, reçois à travers ce travail aussi modeste soit-il, l'expression de mes sentiments et de mon éternelle gratitude.

Mes frères Hamza et Abdelmalek Samy qui n'ont jamais cessé de m'encourager et de me soutenir.

A ma très chère Mamie, mes tantes Malia et Malika.

A mon binôme HB qui grâce à son courage, sa disponibilité, son esprit d'initiative et son soutien nous avons pu achever ce modeste travail.

A mes amis et tout particulièrement *Chawki et Nesrine* avec qui j'ai partagé des moments de peines et de joie qui resteront à jamais gravés dans ma mémoire.

A mes chers cousins et cousines.

À toute la famille HADID de Bouzaréah et la famille BRAHIMI de Belcourt

Amira Fatima Zahra

Remerciements

Nous voilà arrivés à l'issue de cinq années d'études intensives et riches en enseignement. De ce fait, au doux sentiment d'accomplissement se mêlent les premiers élans de mélancolie. Afin d'éviter de sombrer dans ce qui pourrait être un brin de nostalgie abusive, nous tenons à rendre à toutes celles et tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à parfaire notre formation au sein de l'ENP un hommage massif en leur soumettant nos remerciements les plus sincères.

En premier lieu, nous tenons à remercier nos promoteurs :

Mr. B.GUERGUEB, qui a immédiatement accepté de nous encadrer en tant que promoteur, et qui nous a encouragés à prendre ce sujet. Nous la remercions pour son aide et son suivi avisé.

Mr. Y.BELKACEMI, qui nous a permis de traiter un sujet aussi attrayant, tant en profondeur qu'en expérience acquises. Ses compétences techniques, son expérience, sa disponibilité et sa rigueur ont été d'une aide précieuse pour la concrétisation de ce travail.

Nous remercions vivement Mr RIACHE de nous avoir fait l'honneur de présider le jury de soutenance de ce projet de fin d'études.

Nous adressons également nos remerciements à Mr LATRACHE pour nous avoir consacré une partie de leur précieux temps afin de juger et d'évaluer notre travail.

Enfin nous remercions l'ensemble de nos enseignants du département Génie Mécanique qui nous ont guidé et enseigné durant notre cursus à l'Ecole Nationale Polytechnique.

H. Amira & HB. Amine

Liste des figures

Figure 1.1 Photomicrographie de la progression des fissures dans un matériau due à la fatigue	4
Figure 1.2 Différents cas de sollicitations de fatigue : effort-temps ; effort-déformation	5
Figure 1.3 Courbe de Wöhler et définition des divers domaines d'endurance	6
Figure 1.4 Diagramme de Haigh	7
Figure 1.5 Représentation schématique de la courbe d'endurance de Wöhler (A) et du nombre de cycles à l'amorçage (B)	8
Figure 1.6 Défauts issus de l'amorçage de fissure.....	9
Figure 1.7 Courbe schématique "contrainte-nombre de cycles" donnant les durées d'amorçage et de propagation	10
Figure 1.8 Mise en évidence de l'effet d'entaille en fatigue	14
Figure 1.9 Présentation de l'effet d'entaille en fatigue par utilisation de l'amplitude de contrainte maximale	14
Figure 1.10 Effet du mode de chargement sur l'effet d'entaille	15
Figure 1.11 Influence de l'environnement sur la durée de vie d'un sillage d'aluminium	17
Figure 2.1 poutre en flexion	19
Figure 2.2 Moments des actions extérieures appliqués à la poutre	20
Figure 2.3 Moment quadratique polaire en fonction de la section	21
Figure 2.4 Coefficient de concentration de contraintes K en torsion simple	22
Figure 2.5 Eprouvettes parallélépipédiques à section rectangulaire	24
Figure 2.6 Eprouvettes axisymétriques à section circulaire	24
Figure 2.7 Eprouvettes de traction	25
Figure 2.8 Eprouvette rompue après un essai de traction	25
Figure 2.9 Eprouvette de fatigue	25
Figure 2.10 Exemple de moteur pas à pas.....	26
Figure 2.11 Principe de fonctionnement d'un moteur pas à pas	27
Figure 2.12 Les différents types de moteur pas à pas	28
Figure 2.13 Moteur à aimant permanent	28
Figure 2.14 Moteur à réluctance variable.....	29
Figure 2.15 Moteur Hybride.....	30
Figure 2.16 Moteur pas à pas utilisé	32
Figure 2.17 Pincés de serrages poussées PP	33
Figure 2.18 Pincés de serrages tirées PT	33
Figure 2.19 Pince de serrage utilisée.....	34
Figure 2.20 Principe d'une transmission de puissance	35
Figure 2.21 Système poulie-courroie	35
Figure 2.22 Schéma descriptif d'un système chaîne-pignon.....	36
Figure 2.23 Accouplement rigide : serrage par mâchoires.....	37

Figure 2.24 Accouplement rigide : serrage par vis de pression	37
Figure 2.25 Accouplement rigide sous SolidWorks.....	37
Figure 2.26 Représentation de la Machine 1	39
Figure 2.27 Représentation du support utilisé.....	40
Figure 2.28 Représentation de la Machine 2.....	41
Figure 2.29 Représentation de la Machine 3.....	42
Figure 3.1 Eprouvette au repos et en charge	44
Figure 3.2 Illustration de la façon dont les poutres se déforment	48
Figure 3.3 Abaques pour déterminer K_f	49
Figure 3.4 Illustration de l'équilibre des forces	51
Figure 3.5 Moteur pas à pas	54
Figure 3.6 machine finale.....	54
Figure 3.7 Porte Moteur	55
Figure 3.8 Fourreau coté fixe	56
Figure 3.9 Fourreau coté moteur	56
Figure 3.10 Palier mobile pour chargement	57
Figure 3.11 Palier fixe.....	57
Figure 3.12 Pièce en U	58
Figure 3.13 Masse d'équilibre coté fixe.....	58
Figure 3.14 Masse équilibre coté moteur	58
Figure 3.15 Pièce en T.....	59
Figure 3.16 barre de chargement.....	59
Figure 3.17 Masse d'équilibre 6 Kg.....	60
Figure 3.18 Masse d'équilibre 12 Kg.....	60

Liste des tableaux

Tableau 1 Comparaison des différents moteurs	30
Tableau 2 Avantages et inconvénients du moteur pas à pas [YVR 99]	31
Tableau 3 Avantages et inconvénients du servomoteur	31
Tableau 4 Etude comparative deux systèmes	36
Tableau 5 caractéristiques du modèle 1206	38
Tableau 6 Caractéristiques du moteur 86 H 585	53
Tableau 7 Caractéristiques de roulement de fixation 5206	55

Table des matières

Introduction générale.....	1
Chapitre1 : Généralités sur la fatigue	3
1.1 INTRODUCTION	3
1.2 NOTION SUR LA FATIGUE.....	3
1.2.1 Définition	3
1.2.2 Endurance et courbe de Wöhler	6
1.2.3 Mécanismes d'endommagement par fatigue	7
1.3 LES ESSAIS DE FATIGUE	11
1.4 LES FACTEURS D'INFLUENCE DE LA FATIGUE	12
1.4.1 Influence de la contrainte moyenne	12
1.4.2 Influence de la nature d'efforts	13
1.4.3 Influence des dimensions et formes de pièces	13
Chapitre 2 : Méthodologie et conception	18
2.1 INTRODUCTION	18
2.2 FLEXION PLANE	18
2.2.1 Définition	18
2.3 TORSION.....	19
2.3.1 Définition	19
2.3.2 Etude des déformations	20
2.3.3 Etude des contraintes.....	20
2.3.4 Concentrations de contraintes	22
2.4 LES EPROUVETTES DE FATIGUE.....	23
2.4.1 Forme des éprouvettes.....	23
2.5 MOTEUR PAS A PAS.....	26
2.5.1 Définition	26
2.5.2 Principe de fonctionnement.....	26
2.5.3 Les différents types de moteur pas à pas.....	27
2.5.4 Comparaison des moteurs	30
2.6 PINCE DE SERRAGE	32

2.6.1	Définition	32
2.6.2	Type de pinces.....	33
2.7	TRANSMISSION DE PUISSANCE.....	34
2.7.1	Transmission par poulies courroies.....	35
2.7.2	Transmission par chaîne et pignons	35
2.7.3	Transmission par accouplement	36
2.8	ROULEMENT.....	38
2.9	METHODOLOGIE.....	38
2.9.1	SOLIDWORKS.....	38
2.9.2	-Elaboration de la machine.....	39
Chapitre 3 : Calcul mécanique et réalisation.....		44
3.1	INTRODUCTION	44
3.2	CALCUL MECANIQUE POUR L'EPROUVETTE.....	44
3.2.1	Angle unitaire de torsion	44
3.2.2	Moment de torsion	45
3.2.3	Relation entre τ et Mt	46
3.2.4	Concentration de contraintes en torsion	46
3.2.5	Moment de flexion	47
3.2.6	Concentration de contraintes en flexion.....	48
3.3	CALCUL DU CONTRE POIDS	51
3.4	DESCRIPTION DE LA MACHINE.....	53
Conclusion générale		64
Bibliographie.....		65
Annexes.....		66

Nomenclature

Symboles latins

a	Largeur de la fissure
b	Largeur de la barre de chargement
C	Masse du contrepoids
G	Module d'élasticité
h	Hauteur de la barre de chargement
I_0	Moment polaire
I_G	Moment quadratique
K_f	Facteur de concentration de contrainte en fatigue
K_s	Facteur d'état de surface
K_t	Facteur de concentration de contrainte théorique
L_{barre}	Longueur de la barre de chargement
m	Masse du poids de chargement
M_{barre}	Masse de la barre de chargement
M_f	Moment fléchissant
M_t	Moment de torsion
m_T	Masse de l'accessoire en forme de T
N	Nombre de cycle
N_a	Amorçage
N_R	Nombre de cycle à la rupture
q	Facteur de sensibilité à l'effet d'entaille
R	Rapporte de charge
r	rayon
S	Section
S_0	Section de référence
x	Distance séparant S de S_0
Δk	Variable du facteur d'intensité de contrainte

Symboles grecs

σ	Contrainte
σ_{max}	Contrainte maximale
σ_{min}	Contrainte minimale
σ_m	Contrainte moyenne
σ_d	Limite d'endurance sur éprouvette lisse
σ_{dn}	Limite d'endurance sur éprouvette entaillé
σ_M	Contrainte normale
σ_{Ds}	Limite de fatigue de l'état de surface considéré
σ_D	Limite de fatigue de surface de référence

A	Angle de rotation
τ	Contrainte tangentielle de torsion
P	Distance du point M par rapporte à l'axe de la pièce qui ne subit aucun effort
Θ	Angle unitaire de torsion

Introduction générale

Dans le monde d'aujourd'hui ou la société connaît un développement permanent et important, les besoins en sécurité se sont accrus considérablement. Dans l'industrie, les pièces mécaniques, de par leurs fonctions diverses sont confrontées à un usage fréquent conduisant à leur rupture brutale. Cette rupture s'explique par un phénomène de ruine des matériaux, la fatigue.

La fatigue est une discipline traitée en science de l'ingénierie pour mettre en évidence l'endommagement et la fissuration des matériaux sous une sollicitation mécanique cyclique. Cette science est étudiée lors de la présence de sollicitations ou d'efforts d'intensité périodiquement variable.

Nous sommes donc confrontés à un problème touchant plusieurs types de constructions allant des chemins de fer aux constructions automobiles en passant par les réacteurs nucléaires. D'ailleurs la révolution industrielle et, tout spécialement le transport, ont été marqués dès leurs débuts par un certain nombre d'accidents graves comme celui de Versailles qui en 1842, provoque, suite à une rupture d'essieu, la mort de 60 personnes.

Confrontée à ces évènements tragiques, la communauté internationale se devait de réagir en mettant tout en œuvre pour comprendre ce phénomène comme en témoigne les diverses publications parues depuis plus d'un siècle comme les études de Bauschinger à l'origine de la fatigue oligocyclique. Par ailleurs, plusieurs lois sont entrées en vigueur comme la loi de Paris pour la propagation des fissures en 1961.

Cependant, en dépit de tous les efforts consentis et les progrès réalisés, le chemin est encore long comme en témoigne les accidents de Penascola en 1996 et Los Angeles Boeing 767 en 2007. Il nous est donc apparu indispensable de réaliser un projet de fin d'études portant sur la conception d'une machine de fatigue. Il se traduira par des essais de fatigue sur des éprouvettes dans conditions normées proches de celles de l'utilisation commune. C'est dans ce cadre que se place notre mémoire portant sur **La conception d'une machine de fatigue avec torsion alternée couplée à la flexion plane.**

Nous débuterons ce mémoire par un premier chapitre de rappel de quelques généralités sur la fatigue. Il sera de question de notions caractéristiques telles que l'endurance et les mécanismes d'endommagement. Nous n'oublierons pas d'accorder une attention toute particulière aux différents essais et facteurs d'influence de la fatigue. Ce chapitre a pour but de poser les fondations sur lesquelles nous devons nous appuyer pour la conception de la machine.

Nous consacrerons le deuxième chapitre à la méthodologie suivie pour la concevoir la machine. Nous commencerons par évoquer de façon explicite les efforts auxquels seront soumises les éprouvettes : la torsion et la flexion plane. Par la suite, nous effectuerons une revue d'effectifs sur les équipements à disposition tel que le moteur pas à pas et la pince de serrage. Ce chapitre se conclura par la critique des différents types de transmission de puissance, le choix du système retenu et la présentation des différentes conceptions établies.

Le dernier chapitre du mémoire traite du dimensionnement et de la réalisation. Nous débuterons par une description approfondie de la machine avec une modélisation géométrique

rendue possible par le logiciel SolidWorks puis nous enchaînerons par un calcul mécanique liée à l'éprouvette soumise à la torsion et la flexion, et au contre poids pour équilibrer respectivement la machine au niveau de la barre de filetage.

Les annexes comportent des dessins de définition des équipements de la machine.

Chapitre1 : Généralités sur la fatigue

1.1 INTRODUCTION

Les pièces en service dans les machines et constructions civiles peuvent subir des efforts statiques ou des charges répétées, aléatoires ou cycliques de plus ou moins forte intensité. Cette fatigue provoque alors la rupture des structures d'où l'importance de tenter de prédire la durée vie de la structure. Pour dimensionner les pièces dites vitales dans une structure, on utilise souvent un critère d'endurance. On peut aussi chercher la fréquence de remplacement de la pièce c'est à dire déterminer approximativement le moment où la pièce doit être changée avant qu'elle ne rompe. Ce phénomène très général a été largement étudié dans les métaux, également dans les élastomères pour leurs applications d'amortissement, et beaucoup plus récemment dans les thermoplastiques, en particulier renforcés.

La tenue en fatigue peut être étudiée sous différents aspects :

1- en fonction de l'amplitude d'une part, telle que la fatigue vibratoire (solicitations faibles mais à des fréquences très élevées), la fatigue plastique ou oligocyclique (à faibles fréquences mais à fortes sollicitations).

2- en fonction du mode de sollicitation d'autre part comme la traction, flexion, torsion, compression, complexe ...

Un problème se pose et une préoccupation naît, dès l'origine même de la construction mécanique, afin de déterminer la façon dont se comportent, du point de vue de leur durée, les pièces qui ont à supporter de tels efforts. En effet ces pièces organes se doivent de résister aux efforts auxquels ils sont soumis sans risque de rupture, de détérioration ou d'usure prématurée.

Le dimensionnement de ces pièces peut être déterminé à la condition de connaître les propriétés des matériaux employés. A cet effet les effets de fatigue ont pour rôle la détermination des caractéristiques des matériaux. Ils sont exécutés dans des laboratoires et nécessitent l'utilisation de machines et d'outillages spéciaux.

1.2 NOTION SUR LA FATIGUE

1.2.1 Définition

La fatigue correspond à un endommagement mécanique qui modifie à chaque cycle de sollicitation les propriétés du métal par la création et la migration de dislocations. A partir d'un certain nombre de cycle, les perturbations du réseau atomique conduisent à la formation de défauts très importants, localisés dans plusieurs domaines au voisinage immédiat de la surface, permettant l'apparition de fissures microscopiques.

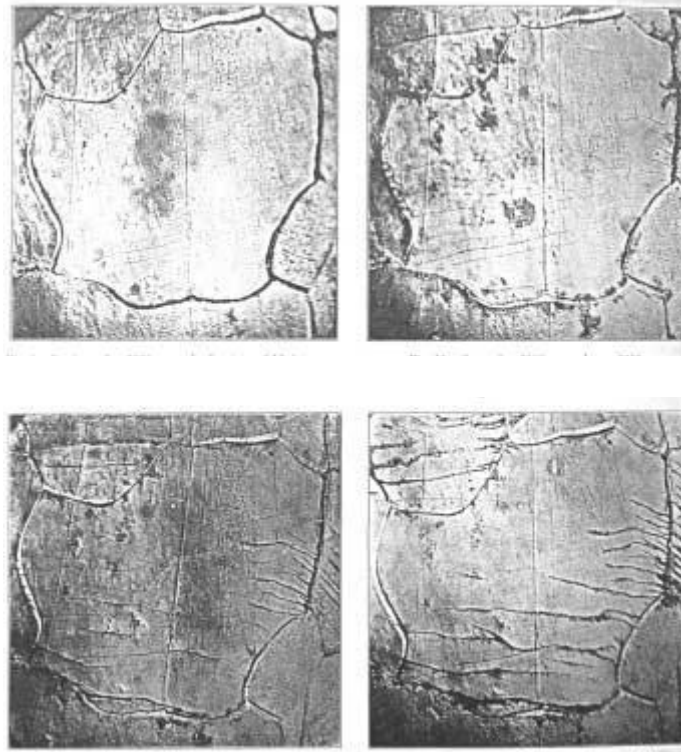


Figure 1.1 Photomicrographie de la progression des fissures dans un matériau due à la fatigue

Le chargement, en uniaxial est défini par l'amplitude de contrainte maximale au cours d'un cycle, σ_{max} , par la valeur moyenne de la contrainte, σ_m et par le rapport entre la contrainte minimale, σ_{min} et σ_{max} , soit $R = \sigma_{min} / \sigma_{max}$. Notons que l'on est parfois conduit à distinguer la composante alternative σ_a de la composante statique, σ_m . Ainsi, selon les valeurs relatives de ces deux composantes, on distingue les essais sous sollicitation :

- alternée symétrique	$\sigma_m = 0$	$R = -1$
- alternée dissymétrique	$0 < \sigma_m < \sigma_a$	$-1 < R < 0$
- répétée	$\sigma_m = 0$	$R = 0$
- ondulée	$\sigma_m > \sigma_a$	$0 < R < 1$

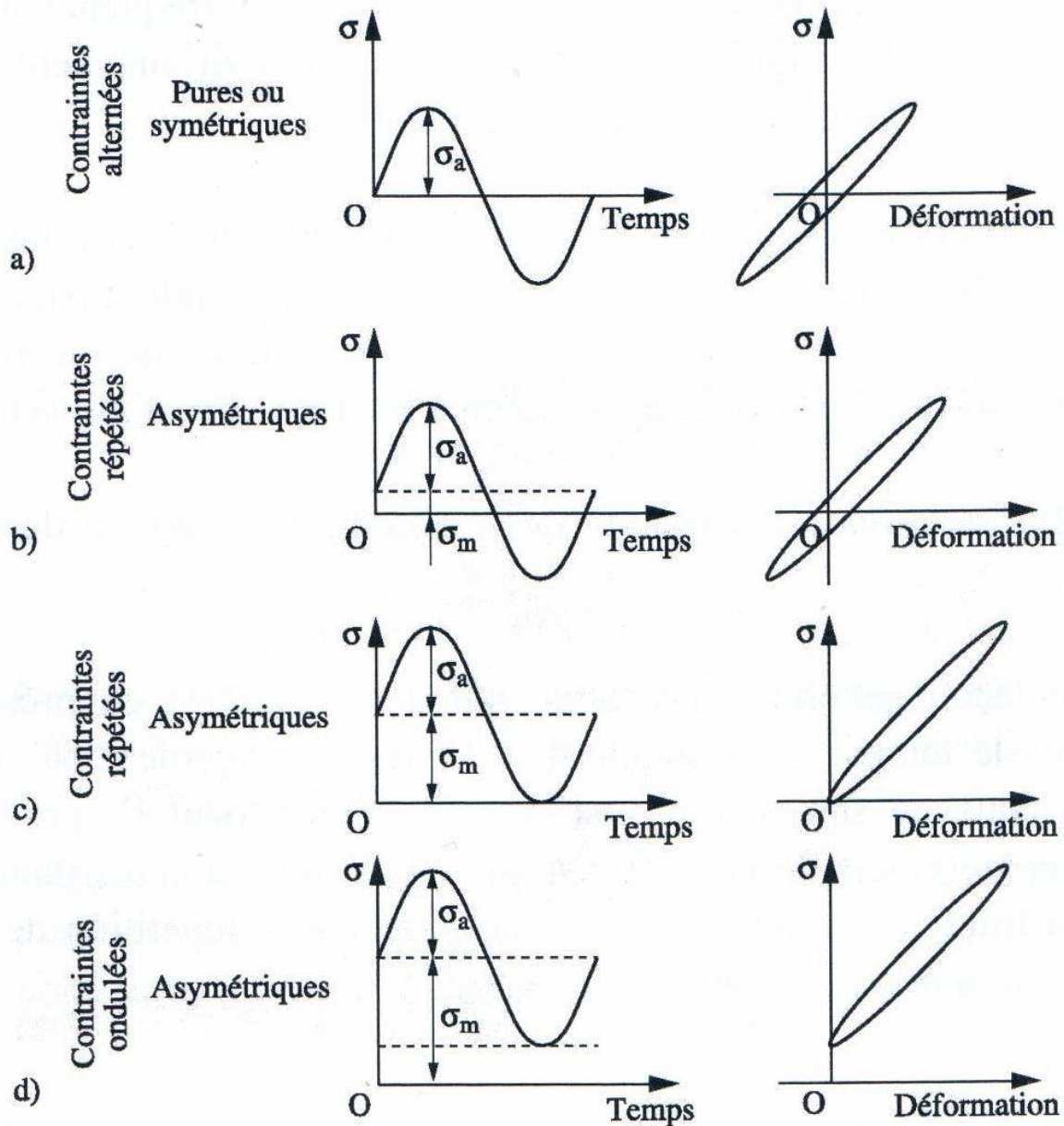


Figure 1.2 Différents cas de sollicitations de fatigue : effort-temps ; effort-déformation

La fatigue se produit de façon générale sans déformation plastique d'ensemble, ce qui la rend difficile à détecter, mais avec une déformation plastique localisée autour des défauts présents dans les matériaux, à fond d'entaille dans les structures, ou à l'extrémité d'une fissure lorsque celle-ci est formée.

L'endommagement de fatigue ne dépend que du nombre de cycles et non de leur fréquence. De plus la durée de vie est généralement mesurée par le nombre de cycle à rupture, N_R . L'exécution de N cycles ($N < N_R$) entraîne un certain endommagement qu'il est important de chiffrer car il permet de déterminer la durée de vie résiduelle de la structure et la gestion de son exploitation, comme les intervalles d'inspection des avions.

De manière générale, la présence de la fatigue est liée à celle d'efforts variables dans le temps. La particularité de l'endommagement par fatigue et, par conséquence son danger, correspond au fait que la rupture peut se produire pour des contraintes apparemment faibles, souvent bien inférieures à la résistance à la traction et même à la limite d'élasticité du matériau, lorsque la répétition de ces efforts se produit un grand nombre de fois. [BAT 08]

1.2.2 Endurance et courbe de Wöhler

L'endurance correspond à la capacité de résistance à la fatigue des pièces et des structures.

La limite d'endurance est définie comme la limite supérieure de l'amplitude de la contrainte périodique qui peut être appliquée pendant un certain nombre de cycles sans amener la rupture.

La courbe de Wöhler, appelée courbe S-N (Stress VS Number of Cycles), est d'un emploi courant dans l'industrie pour estimer le degré d'endommagement lié à la fatigue des matériaux. Elle est obtenue à partir de l'essai de fatigue qui consiste à soumettre une série d'éprouvette à des cycles d'efforts périodiques, le plus souvent sinusoïdaux, d'amplitude maximale σ , et de fréquence constante et à mesurer le nombre de cycles au bout duquel la rupture se produit (N_R). On obtient ainsi une courbe qui a l'allure de celle représentée schématiquement à la figure ci-dessous :

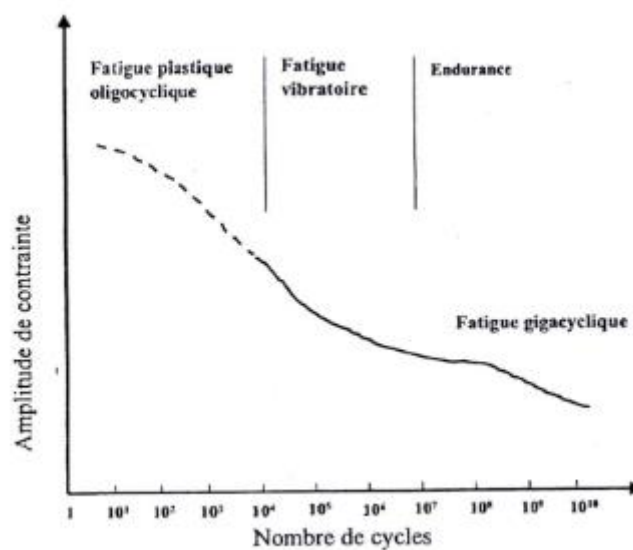


Figure 1.3 Courbe de Wöhler et définition des divers domaines d'endurance

Sur cette courbe, connue sous les noms de courbe de Wöhler, ou courbe S-N (Stress-Number of cycles) ou encore courbe d'endurance, on distingue 3 domaines :

- à forte contrainte, une zone de plastique oligocyclique. Dans ce domaine qui fait l'objet, la rupture intervient après un nombre relativement faible de cycles (10^2 à 10^4) et est accompagnée d'une déformation plastique significative. Ce mode d'endommagement a fait

l'objet d'études nombreuses à partir des années 1960, suite aux lois établies par Manson et Coffin.

- à plus faible contrainte, une zone de fatigue ou d'endurance limitée. Dans ce domaine, la rupture est atteinte pour un nombre de cycles d'autant plus faible que l'amplitude de contrainte est petite.

- une zone d'endurance longtemps considérée comme illimitée ou zone de sécurité, correspondant à ce qu'il est convenu d'appeler limite d'endurance. Dans les aciers cette zone apparaît pour des nombres de cycles de l'ordre de 10^6 à 10^7 .

La courbe de Wöhler et la limite d'endurance sont déterminées pour une contrainte moyenne. Si cette contrainte augmente, l'amplitude de contrainte admissible diminue et on pourra tracer l'évolution de la contrainte admissible pour différentes valeurs de la contrainte moyenne, à condition de réaliser les essais correspondants. Le comportement du matériau, quelle que soit la contrainte moyenne du chargement, sera alors caractérisée à l'aide des diagrammes d'endurance de Haigh. [BAT 08]

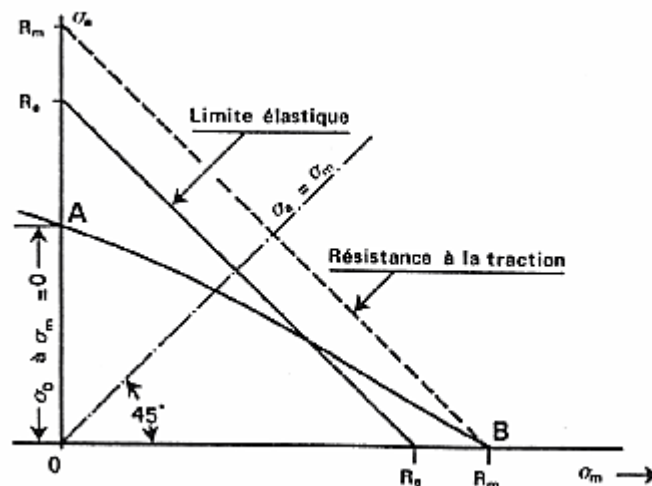


Figure 1.4 Diagramme de Haigh

1.2.3 Mécanismes d'endommagement par fatigue

1.2.3.1 Généralités

La représentation schématique ci-dessous de la courbe d'endurance de Wöhler, contrairement à la précédente, fait apparaître une limite d'endurance σ_D . La zone supérieure I correspond à des conditions pour lesquelles les éprouvettes sont rompues; la zone inférieure IV correspond au cas des éprouvettes non rompues, la courbe A séparant les deux zones. Dans le domaine immédiatement inférieur à la courbe A, on distingue deux nouvelles zones situées au-dessus de la limite d'endurance : la zone III correspond à l'amorçage d'une fissure, tandis que la zone II est associée à la propagation de cette fissure, le nombre de cycles correspondant étant N_p . On remarque que l'amorçage N_a représente la majeure partie de la durée de vie lorsque le nombre de cycles à rupture N_R est élevé.

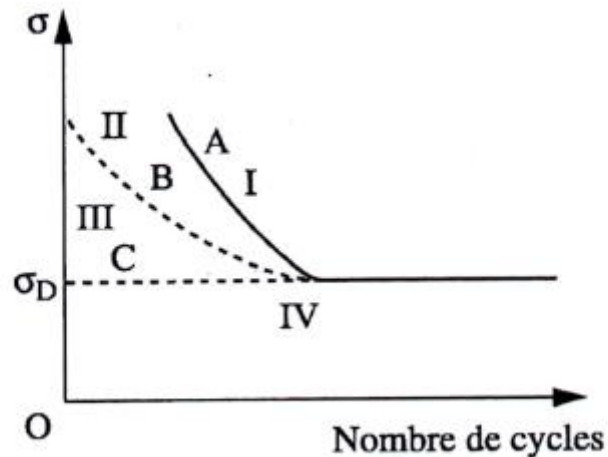


Figure 1.5 Représentation schématique de la courbe d'endurance de Wöhler (A) et du nombre de cycles à l'amorçage (B)

De nombreux indicateurs de l'endommagement par fatigue, autres que l'amorçage et la propagation des fissures, ont été recherchés, comme la résistivité électrique. Depuis une dizaine d'année, la thermographie infrarouge a permis d'obtenir des résultats encourageants. Cependant, il est encore trop tôt pour savoir si cette méthode peut fournir des indications sûres et si en particulier, elle peut être utilisée pour accélérer la détermination des courbes d'endurance. [BAT 08]

1.2.3.2 Amorçage des fissures de fatigue

Depuis les premières observations faites en microscopie optique dès 1903 par Ewing et Humphrey, l'amorçage des fissures de fatigue a été étudié de façon détaillée. Au milieu des années 70, les articles de Thompson et Wadworth et de Laird et Duquette avaient déjà permis de faire la synthèse des travaux consacrés à ce sujet. Depuis, d'importants travaux ont été consacrés à cette phase de l'endommagement par fatigue.

La prévision précise du comportement en fatigue des pièces mécaniques demande de pouvoir apprécier le nombre de cycles précédant l'amorçage dans une zone de concentration de déformation, ou un défaut de fabrication. Dans de nombreux cas pratiques, le stade d'amorçage peut être très important (jusqu'à 90% de la vie d'une pièce).

Lorsqu'une éprouvette ou une pièce donne lieu à une rupture par fatigue, la vie peut être décomposée en trois parties :

- amorçage d'une fissure.
- propagation lente de cette fissure.
- propagation brutale conduisant à la rupture.

La définition de l'amorçage peut être différente suivant que l'on s'intéresse à l'évolution microstructurale du matériau ou que l'on considère l'apparition d'une microfissure.

Pour évaluer le stade d'amorçage dans une structure, on se réfère de préférence à une notion de microfissure. Mais cette notion elle-même dépend directement de la résolution du moyen d'observation utilisé. Aussi, en l'absence d'un accord général sur la définition de l'amorçage, différents auteurs définissent le nombre de cycles d'amorçage N_a pour une longueur a_0 de l'ordre de 0.1 mm. En effet, cette dimension peut être détectée assez facilement. Elle correspond par ailleurs à une taille de défaut comparable à la taille du grain de nombreux aciers. Enfin, l'expérience enseigne que dans bon nombre de cas, dès qu'une fissure atteint une profondeur voisine de cette dimension, elle se propage régulièrement à travers la section. [BAT 08]

L'amorçage de fissure se traduit par des défauts illustrés par les images suivantes [F Alex 07] :

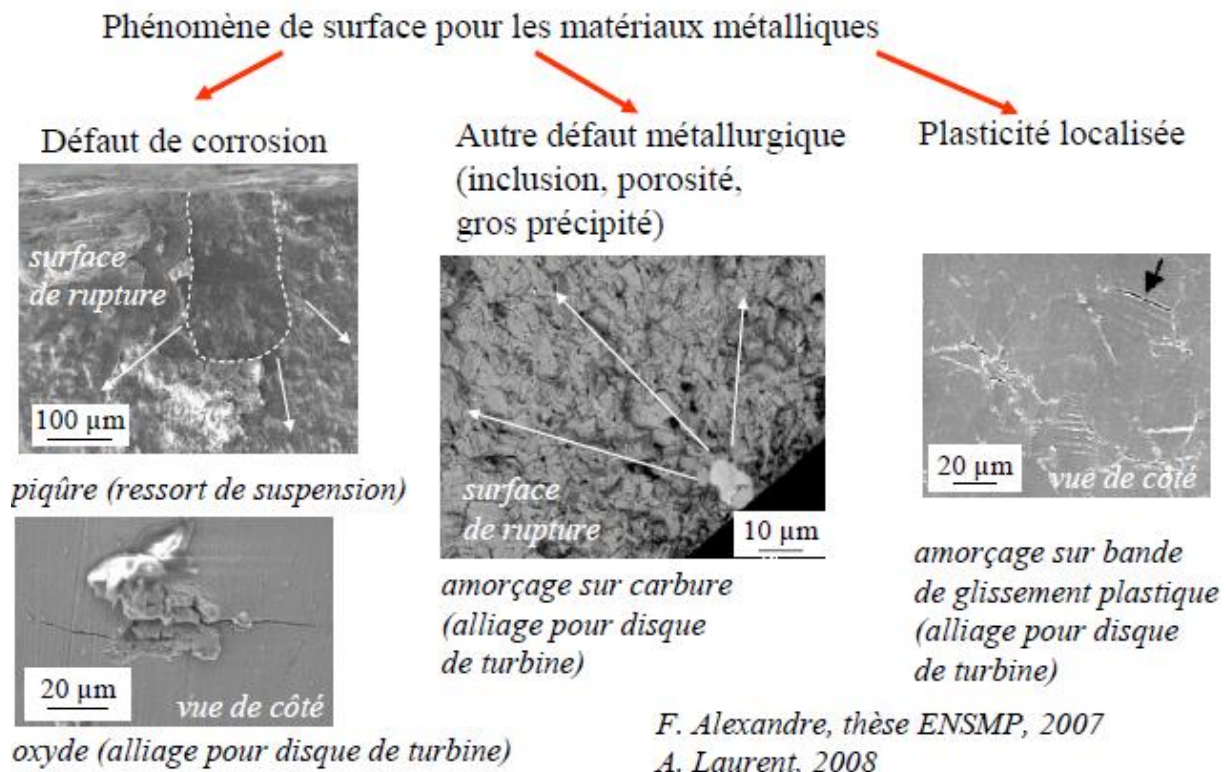


Figure 1.6 Défauts issus de l'amorçage de fissure

1.2.3.3 Propagation des fissures de fatigue

La propagation des fissures de fatigue selon le stade II, c'est à dire en mode I, a fait l'objet de nombreuses études depuis les travaux de Paris et Erdogan en 1963. Lorsque ces fissures sont suffisamment longues, la vitesse de propagation de la fissure, peut être décrite par la loi de Paris qui s'écrit :

$$\frac{da}{aN} = C (\Delta K)^m \quad [1-1]$$

ou a désigne la longueur de la fissure ΔK la variation du facteur d'intensité des contraintes, K , tandis que C et m sont des constantes dépendant du matériau. Le rapport de charge, R , a un également un effet.

Les essais classiques de fatigue (courbes S-N donnant la contrainte ou la déformation en fonction du nombre de cycles à rupture N_r) donnent une information globale sur l'endurance d'un matériau (amorçage + propagation + rupture).

De tels essais permettent de porter des jugements qualitatifs quant au choix des matériaux, mais s'avèrent parfois d'un usage difficile pour leur application quantitative à une structure.

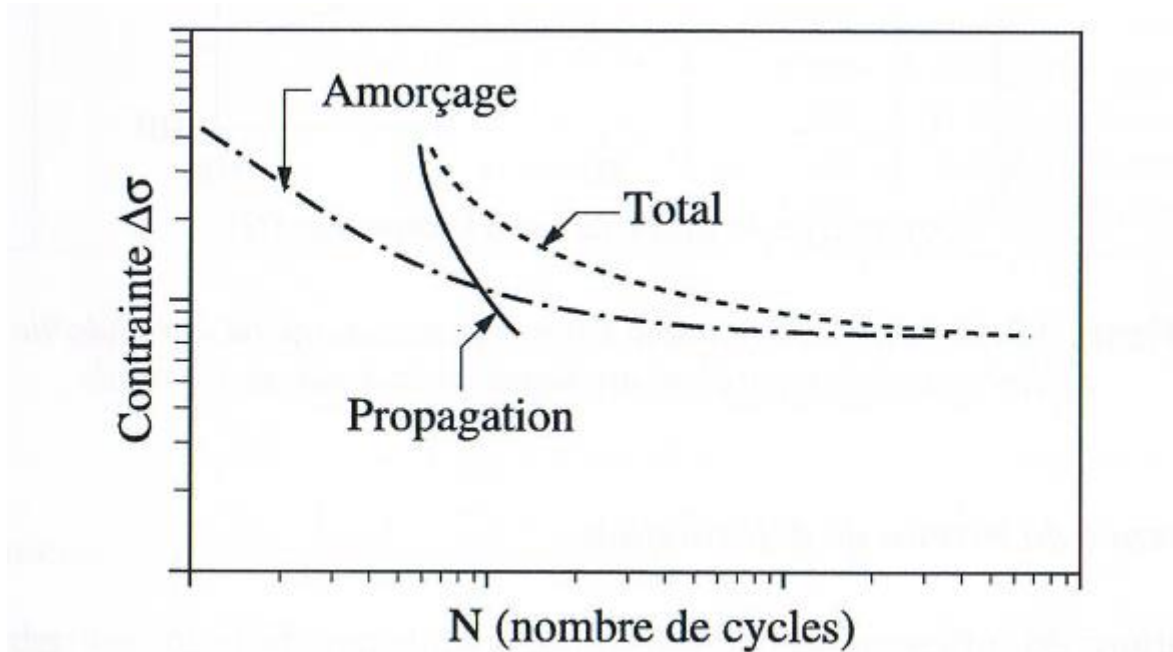


Figure 1.7 Courbe schématique "contrainte-nombre de cycles" donnant les durées d'amorçage et de propagation

La Figure 1.7 montre des représentations schématiques :

- de la courbe S-N, avec séparation des phases d'amorçage N_a et de propagation N_p ;
- de l'évolution de la contrainte $\Delta\sigma$ en fonction du rapport N_a/N_r , du nombre de cycles d'amorçage N_a au nombre de cycles à rupture N_r .

L'importance relative des stades d'amorçage et de propagation dépend de l'amplitude de la sollicitation, de la géométrie de la pièce, de la nature du matériau, de la température, du chargement antérieur et de l'environnement.

Ces différents facteurs peuvent interagir, de sorte que le nombre de paramètres possibles est élevé.

Grosskreutz a dégagé les tendances d'évolution du rapport N_a/N_r , en fonction de ces différents paramètres.

Le rapport N_a/N_r diminue lorsque la contrainte (ou la déformation) alternée augmente, de sorte que dans le domaine des très faibles nombres de cycles, la phase de propagation occupe

la majeure partie de la durée de vie. De plus le nombre de sites d'amorçage augmente lorsque la contrainte (ou la déformation) augmente.

Lorsque l'on introduit une concentration de contrainte (entaille, par exemple), on réduit le rapport N_a/N_r .

En général, les microfissures apparaissent plus rapidement dans les matériaux ductiles.

Pour les matériaux présentant un amorçage dans les bandes de glissement, le rapport N_a/N_r augmente lorsque la température diminue.

Lorsque l'on fait subir à un matériau un écrouissage superficiel, introduisant des contraintes résiduelles de compression, on augmente la phase d'amorçage [BAT 08].

1.3 LES ESSAIS DE FATIGUE

Il existe plusieurs types d'essais :

- **Essais statiques** : Les éprouvettes sont soumises à des efforts croissants d'une façon monotone à partir de zéro jusqu'à la rupture.

- **Essais dynamiques** : La plupart des éléments de construction, en particulier les organes de machines en mouvement, sont généralement soumis à des charges variables.

- **Essais complémentaires** : Ils sont d'une importance considérable dans la pratique. On distingue les essais d'usure et de dureté.

- **Essais chimiques** : Ils ont pour but de déterminer exactement la composition qualitative et quantitative des produits élaborés ou employés.

- **Essais de texture** : Ce sont les essais micrographiques.

Parmi les différents essais, ceux statiques et dynamiques correspondent aux essais fondamentaux. Dans les essais statiques, on retrouve l'essai de flexion qui s'effectue sur des membrures reposant sur deux appuis dont la distance est invariable. On applique au milieu du barreau une charge P , graduellement croissante. On mesure la flèche au milieu qui est enregistrée après amplification. On peut obtenir un diagramme montrant la variation de la charge en fonction de la flèche.

On observe tout d'abord une période de déformation élastique ou la flèche est proportionnelle à P . Au-delà d'une certaine charge à laquelle correspond la limite élastique, les déformations permanentes apparaissent et croient très rapidement jusqu'à la rupture qui se produit au milieu du barreau.

L'essai dynamique comporte différents types d'essai tel que l'essai de choc et l'essai de fatigue.

Dans l'essai de choc, la machine normalisée d'essai par choc sur éprouvette entaillée est du type à pendule. L'éprouvette supportée par une enclume est rompue par un seul coup du pendule ou mouton, qui tombe d'un point de départ déterminé.

Les essais cités précédemment ne permettent pas de qualifier avec exactitude les métaux en vue des applications courantes ou les efforts sont le plus souvent variables. Il y'a en effet, peu d'exemples d'organes essentiels de machines qui n'aient à supporter en service que des efforts simples et constants dans le temps.

Pour se mettre à l'abri des défaillances possibles du métal par suite de la fatigue, il faut calculer les pièces soumises à des efforts variables. En outre, les changements brusques de section par les entailles, les trous conduisent à des concentrations de contraintes qui ont eux aussi une influence importante des pièces en fatigue.

On est donc conduit à faire des essais dans des conditions aussi voisines que possible de celles d'utilisation sur des éprouvettes ou des pièces elles-mêmes.

Il existe, pour chaque matériau métallique soumis à des efforts variables, quelle que soit sa nature, une limite de résistance dite limite de fatigue ou d'endurance.

Pour déterminer cette caractéristique les chercheurs ont conçu différentes machines permettant de réaliser sur des éprouvettes des efforts :

- Axiaux : traction et compression.
- De flexions : plane et rotative.
- Et de torsions.

Dans notre cas on s'intéressera à la torsion alternée couplée à la flexion

On peut citer parmi ces machines :

- a) Machines à pulsateur pour essais de fatigue à efforts axiaux.
- b) Machines d'essai de fatigue par flexion rotative.
- c) Machines d'essai de fatigue par flexion plane.
- d) Machines d'essai de fatigue par torsion cyclique. [BOU 94]

1.4 LES FACTEURS D'INFLUENCE DE LA FATIGUE

La résistance à la fatigue d'un matériau est conditionnée par de nombreux facteurs aussi bien mécaniques que métallurgiques. L'un des plus importants concerne d'application des sollicitations cycliques en service [BAT 08].

1.4.1 Influence de la contrainte moyenne

L'augmentation de la contrainte moyenne statique conduit à réduire la résistance aux sollicitations dynamiques d'un matériau.

Pour une même nature d'effort, l'amplitude de contrainte admissible, σ_a , correspondant à une durée de vie donnée, diminue quand σ_m augmente.

Du point de vue du calcul à la fatigue des pièces et des structures, il est donc important de connaître l'évolution de σ_a en fonction de σ_m .

Pour visualiser cette évolution, différents diagrammes ont été proposés :

- diagramme de Goodman-Smith : $\sigma_{max} - \sigma_m$.
- diagramme de Haigh : $\sigma_a - \sigma_m$.

Sur ces diagrammes on reporte les courbes déterminées soit pour des durées de vie finies, soit pour des durées de vie infinies (limite d'endurance). [BAT 08]

1.4.2 Influence de la nature d'efforts

Pour un matériau donné la résistance à la fatigue varie en fonction du type d'effort.

En particulier, pour un acier donné, il existe autant de limites d'endurance que l'on peut imaginer de sortes de cycles (alternés, répétés, ondulés) et de sollicitations de natures différentes (traction, flexion, torsion).

La comparaison des résultats d'essais montre généralement que les valeurs des limites d'endurance diminuent quand on passe de la flexion rotative à la flexion plane puis à la traction compression et enfin à la torsion. Les écarts entre les différentes valeurs dépendent des possibilités d'adaptation de l'acier considéré. [BAT 08]

1.4.3 Influence des dimensions et formes de pièces

1.4.3.1 Effet d'échelle :

L'effet d'échelle en fatigue procède de l'observation suivante : à contrainte nominale égale, plus les dimensions d'une pièce croissent, plus sa résistance à la fatigue diminue. Parmi les causes principales à cet effet, on retrouve la cause mécanique : lorsqu'une pièce mécanique est soumise à un champ de contraintes non homogènes (torsion, flexion, traction, compression sur une pièce entaillée, etc.), on observe l'existence d'un **gradient de contraintes** dans les couches superficielles de la pièce. Si les dimensions de celle-ci augmentent, le gradient de contraintes superficiel va varier. L'existence de gradients de contraintes différents pour une contrainte nominale identique est l'une des causes principales de l'effet d'échelle en fatigue. [LU BM5043]

1.4.3.2 Effet d'entaille :

L'effet d'entaille en fatigue peut sur observer les courbes de résistance en fatigue avec l'amplitude de contrainte en fonction du nombre de cycles à rupture. Ces courbes appelées aussi courbe de Wöhler sont représentées par une fonction puissance du type :

$$\Delta\sigma = \sigma' f (N_R)^{b'} \quad [1-2]$$

$\Delta\sigma$ étant l'amplitude contrainte nominale qui se confond avec l'amplitude de contrainte globale dans le cas d'essais réalisés sur des éprouvettes lisses, $\sigma' f$ est la résistance en fatigue, b' exposant de Basquin, N_R le nombre de cycle à rupture. **La figure ci-dessous** illustre cet effet d'entaille par comparaison des courbes de Wöhler obtenus par des essais de flexion rotative sur des éprouvettes lisses et entaillées en acier E36. On constate que la courbe de résistance en

fatigue est en dessous de la courbe de résistance en fatigue d'éprouvettes lisses conduisant à un nombre de cycles à rupture moindre pour une même amplitude de contrainte nominale. L'effet d'entaille en fatigue est défini comme la différence d'amplitude de contrainte nominale conduisant au même nombre de cycle à rupture sur des éprouvettes lisses et entaillée. Il est représenté par le segment AA' dans le schéma suivant [NIH 81] :

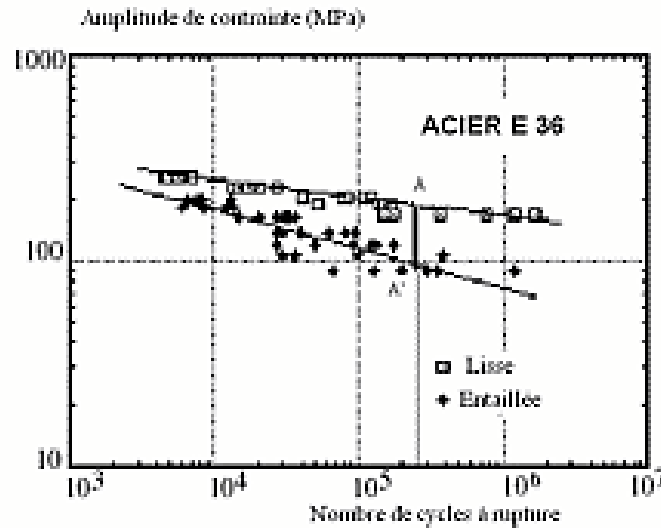


Figure 1.8 Mise en évidence de l'effet d'entaille en fatigue

Cet effet d'entaille est bien sur lié à la concentration de contrainte en fond d'entaille sans que toutefois être fonction strictement de l'amplitude de contrainte maximale comme le montre **la figure ci-dessous** ou les résultats de **la figure précédente** sont reportés non plus en fonction de l'amplitude de contrainte nominale mais en fonction de l'amplitude de contrainte maximale

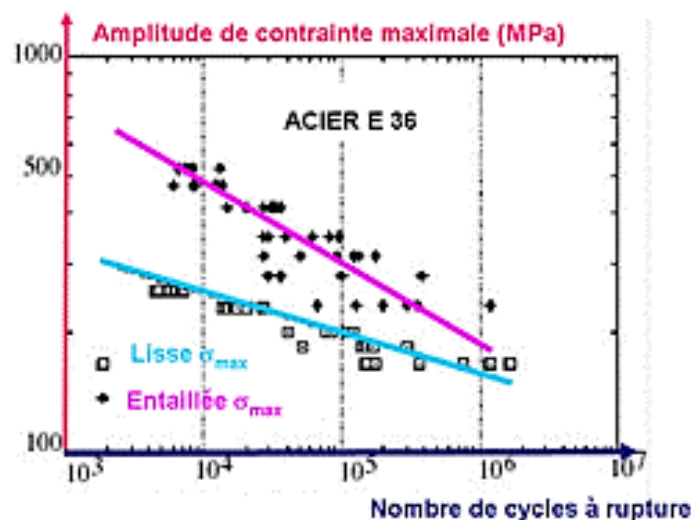


Figure 1.9 Présentation de l'effet d'entaille en fatigue par utilisation de l'amplitude de contrainte maximale
On constate que la courbe de résistance en fatigue est située bien au-dessus de la courbe de Wöhler représentative de l'éprouvette lisse démontrant ainsi que cette amplitude est bien supérieure à l'amplitude de contrainte qui conduire au même nombre de cycles à rupture sur

une éprouvette lisse. Cette amplitude de contrainte est appelée amplitude de contrainte effective et permet de replacer les courbes de résistance en fatigue des éprouvettes entaillées sur celle des éprouvettes entaillées sur celles des éprouvettes lisses.

Il faut indiquer en outre que l'effet d'entaille n'est pas uniquement lié aux géométries de l'entaille de l'éprouvette. Sur **la figure**, on voit que les courbes de résistance en fatigue réalisées sur les mêmes éprouvettes mais soumises à des sollicitations de traction, de torsion, de flexion. L'effet d'entaille en fatigue est aussi sensible au mode de chargement.

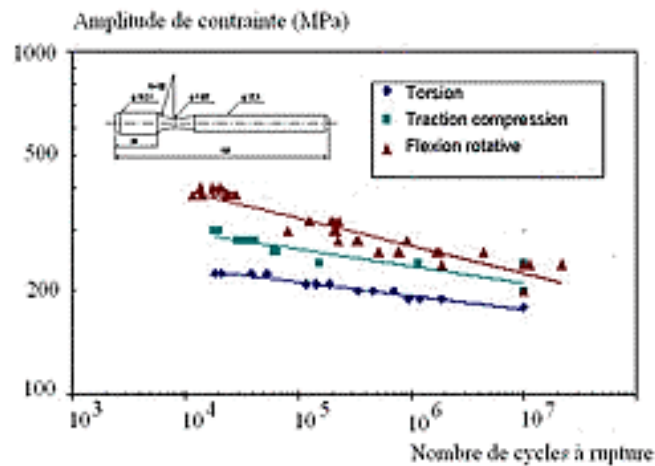


Figure 1.10 Effet du mode de chargement sur l'effet d'entaille

Par ailleurs, il faut noter que lorsqu'on parle d'effet d'entaille, on a un changement de section entraîné par la présence d'une entaille, d'un filetage, d'un trou, conduit à modifier la distribution uniforme des contraintes et à faire apparaître localement des pointes de contraintes.

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nom}} \quad [1-3]$$

Il s'agit là du facteur de concentration de contrainte théorique. En fatigue, l'influence de la concentration de contraintes dépend de ce facteur K_t mais aussi de la nature du matériau : plus il est ductile, plus il s'adaptera à la sollicitation. Cependant ce facteur-là est calculé en supposant que la contrainte maximale ne dépasse pas la limite élastique du matériau. Or les expériences ont montré que la limite d'endurance diminue en présence d'une entaille mais cette diminution est d'autant plus faible que le matériau a une grande capacité de déformation plastique. Ceci a amené à définir un facteur de concentration de contrainte en fatigue K_f défini par la relation :

$$K_f = \frac{\sigma_d}{\sigma_{dn}} \quad [1-4]$$

σ_d : Limite d'endurance sur éprouvette lisse.

σ_{dn} : Limite d'endurance sur éprouvette entaillée.

Pour traduire la sensibilité d'un matériau à l'entaille en fatigue par rapport au cas statique ou théorique, THUM a défini un facteur **de sensibilité à l'effet d'entaille** par la relation suivante [MEC 96]:

$$q_1 = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad [1-5]$$

Une autre relation a été ensuite définie par YEN et DOLAN :

$$q_2 = \frac{K_f}{K_t} \quad [1-6]$$

1.4.3.3 Effet de la température

Dans les essais de fatigue, l'influence de la température ambiante est plus souvent négligée ; elle est cependant appréciable pour les aciers et il est recommandé de noter la température moyenne des essais.

La température interagit avec le processus de fatigue par l'intermédiaire des propriétés du comportement élasto-plastique. Il convient cependant de découpler ces effets d'une possible action de la température par l'intermédiaire de processus d'oxydation par exemple. Par ailleurs, des interactions entre l'endommagement par fatigue et l'endommagement par fluage ne sont pas non plus à exclure [HEN 05].

1.4.3.4 Effet de la corrosion

L'étude du stade de propagation d'une fissure de fatigue sous corrosion, à l'aide des concepts de la mécanique de la rupture, permet de connaître l'importance relative du stade de propagation dans la durée de vie totale d'une pièce et de structure.

Cette étude est d'autant plus importante que, dans certaines conditions d'environnement et de sollicitation, la fissure de fatigue peut se propager beaucoup plus rapidement que dans l'air ambiant [ABD 12].

1.4.3.5 Effet de l'environnement

L'environnement possède un impact non négligeable sur la fatigue des matériaux. En effet la fissuration de ces derniers connaît une croissance importante en présence de milieux humides et salés. Par ailleurs, la formation de couche d'oxyde illustre également la fissuration par fatigue modifiant ainsi l'efficacité du cycle du matériau. [BAT 2 08].

1.4.3.6 Influence de la fréquence et du milieu ambiant

La fréquence de sollicitation peut influencer la tenue en fatigue par l'intermédiaire de la vitesse de déformation et d'une modification des mécanismes de déformation cyclique, mais aussi par le biais de processus physico-chimiques de surface lorsque le matériau est sollicité dans un environnement actif. Ainsi, une fréquence élevée peut entraîner des durées de vie plus

longues en diminuant l'action du milieu ambiant. En effet, il est établi que tous les métaux, à l'exception de l'or, ont une durée de vie plus grande sous vide qu'à l'air ambiant ou sous toute autre atmosphère corrosive. La **figure** illustre ce phénomène dans le cas d'un alliage d'aluminium. Les essais de laboratoire étant accélérés par rapport aux durées de vie des structures, il convient de prendre en compte ces effets pour extrapoler les résultats de ces essais aux très longues durées de vie [HEN 05].

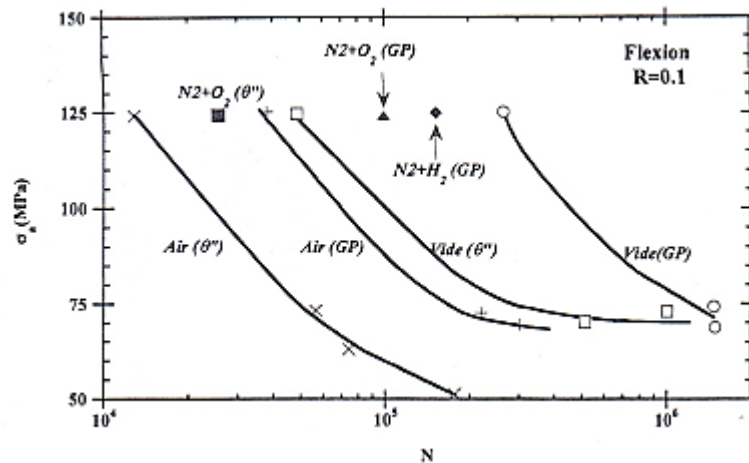


Figure 1.11 Influence de l'environnement sur la durée de vie d'un sillage d'aluminium

1.4.3.7 Influence de l'état de surface

Il est bien établi que, quel que soit le mode de sollicitation, les microfissures conduisant à la rupture s'amorcent le plus souvent en surface. C'est pourquoi tout traitement mécanique ou physico-chimique de la surface peut influencer de manière importante le comportement à l'amorçage. Ainsi, en introduisant des contraintes superficielles en compression sans altérer de façon critique la surface, un écaillage superficiel par grenailage par exemple peut augmenter de façon substantielle la durée de vie. De la même façon, un polissage électrolytique peut avoir un effet bénéfique en éliminant les défauts de surface, ou néfaste en modifiant les contraintes résiduelles de surface et en facilitant l'émergence des bandes de glissement.

Les conditions d'usinage gouvernent également dans une large mesure la durée de vie. Pour caractériser l'influence de l'état de surface sur la tenue de pièces à la fatigue on introduit un facteur K_S appelé facteur d'état de surface. Ce facteur s'exprime par le rapport de la limite d'endurance de la même pièce parfaitement polie dont l'état sert de référence :

$$K_S = \frac{\sigma_{D_S}}{\sigma_D} \quad [1-7]$$

Avec :

σ_{D_S} : Limite de fatigue de l'état de surface considéré.

σ_D : Limite de fatigue de l'état de surface de référence. [HEN 0

Chapitre 2 : Méthodologie_et_conception

2.1 INTRODUCTION

Une machine de fatigue se doit de remplir les tâches que l'industrie lui incombe. Son utilisation, sans encombre, doit passer par un contrôle des pièces qui doivent remplir divers critères comme la résistance, la rigidité et la vibration. Avant d'entamer la conception de cette dernière, on se doit de prendre tous les précautions indispensables pour s'assurer d'une précision maximale de nos futurs essais.

Après avoir évoqué des notions sur la fatigue, nous allons insister sur la conception et sa méthodologie, il s'agira dans son chapitre il s'agira de préparer les essais de fatigue. Pour ce faire, nous allons évoquer les efforts en présence à savoir la torsion alternée et la flexion plane. Nous n'oublierons pas d'attacher une attention toute particulière au choix du moteur et des éprouvettes et nous clôturons ce chapitre par un descriptif de la machine et un cahier de charge.

2.2 FLEXION PLANE

2.2.1 Définition

La flexion correspond à une déformation d'un objet qui se traduit par une courbure. Dans le cas d'une poutre, elle tend à rapprocher les deux extrémités de la poutre. Dans le cas d'une plaque, elle tend à rapprocher deux points diamétralement opposés sous l'action.

L'essai de flexion d'une poutre est un essai mécanique utilisé pour tester la résistance en flexion. On utilise la flexion dite "trois points" et la flexion dite "quatre points".

A titre d'exemple, en chaudronnerie, le pliage d'une tôle est une flexion pour laquelle on veut dépasser la limite élastique du matériau, afin d'avoir une déformation définitive (déformation plastique). Dans la plupart des autres cas, on cherche au contraire les conditions nécessaires pour ne pas dépasser la limite élastique, afin de préserver l'intégrité de la pièce.

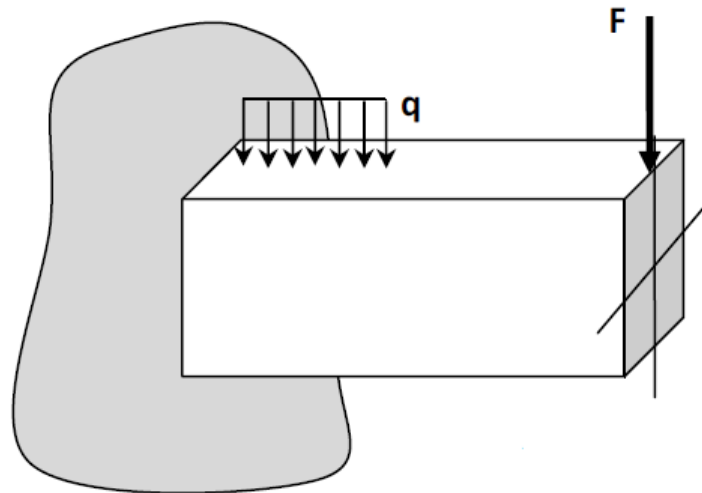


Figure 2.1 poutre en flexion

La flexion qui sera mise en avant dans la conception de notre machine correspond à la flexion plane.

Parmi les différentes sollicitations étudiées en Résistance des Matériaux, la flexion plane tient un rôle prépondérant car elle est fréquente dans les mécanismes et les problèmes de poutre.

Il existe différents types de flexion suivant le système étudié (géométrie de la poutre, configuration des actions mécaniques extérieures, torseur de cohésion ...) :

- Flexion pure
- Flexion plane
- Flexion plane simple
- Flexion déviée

2.3 TORSION

2.3.1 Définition

La torsion correspond à la sollicitation subie par un corps soumis à l'action d'un couple de forces opposées agissant sur des plans parallèles et dont l'élément de réduction est un moment de force agissant sur l'axe de la poutre.

Une poutre est sollicitée à la torsion simple si elle est soumise à deux couples de moments opposés portés par la ligne moyenne [TEC 12].

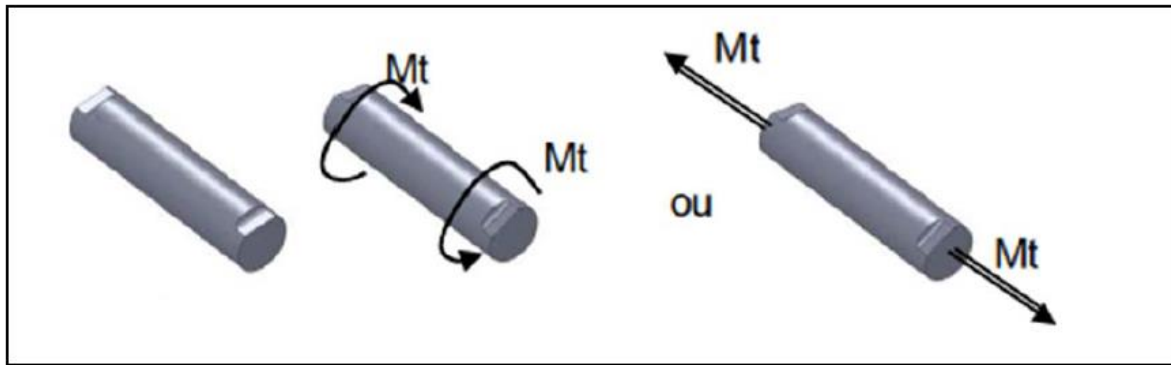


Figure 2.2 Moments des actions extérieures appliqués à la poutre

La poutre est supposée à section circulaire constante et de poids négligé.

Le torseur effort de cohésion à la section droite (S) de centre de surface G est défini par :

$$\{\tau_{coh}\}_G = \begin{Bmatrix} 0 & M_t \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix} \quad [2-1]$$

2.3.2 Etude des déformations

L'essai montre que toute section plane et normale à l'axe du cylindre reste plane et normale à l'axe et que la distance relative entre deux sections reste sensiblement constante. Toutes les fibres se déforment donc suivant une hélice, sauf la ligne moyenne qui reste droite.

On constate que le rapport $\theta = \frac{\alpha}{x}$ reste toujours constant. Ce rapport est appelé angle unitaire de torsion [rad/mm].

α : Angle de rotation de la section S en rad.

x : Distance séparant S à la section de référence S_0 en mm.

2.3.3 Etude des contraintes

La contrainte tangentielle s'écrit:

$$\tau = G \cdot \theta \cdot \rho \quad [2-2]$$

τ : Contrainte tangentielle de torsion (en MPa)

ρ : Distance du point M à la ligne neutre ou axe de la pièce qui ne subit aucun effort (en mm)

θ : Angle unitaire (rad/mm)

G : Module d'élasticité transversal ou module de Coulomb (en MPa)

Remarque : τ_{max} est atteinte pour les points M périphériques de la surface du solide tels que $\rho = R$ (Rayon)

Relation entre contrainte et moment de torsion :

En un point M de la section, le vecteur contrainte s'écrit : $\vec{C}(M, \vec{x}) = \tau_{(M)} \vec{t} = G\theta r \vec{t}$ [2-3]

Le moment de torsion est suivant l'axe $(0, \vec{x})$ s'écrit : $\vec{M}_+ = M_+ \vec{x}$ [2-4]

D'autre part

$$\vec{M}_t = \int_S G \vec{M} \wedge \vec{C}(M, \vec{x}) dS = \int_S r \vec{x}_1 \wedge G\theta r \vec{t} dS = G\theta \int_S r^2 dS \vec{x} \Rightarrow M_t = G\theta \int_S r^2 dS \quad [2-5]$$

$\int_S r^2 dS$ est par définition le moment quadratique polaire de la surface S par rapport à son centre de gravité G. Il est noté I_G qui dépend de la forme et des dimensions de cette section.

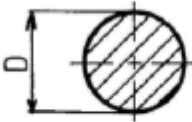
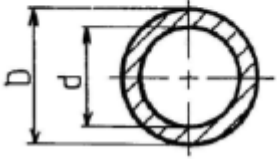
Sections	Caractéristiques
	$I_o = \frac{\pi D^4}{32}$ $\frac{I_o}{R} = \frac{\pi D^3}{16}$
	$I_o = \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4)$ $\frac{I_o}{R} = \frac{\pi D^3}{16} - \frac{\pi d^3}{16}$

Figure 2.3 Moment quadratique polaire en fonction de la section

La relation entre le moment et la déformation (équation de déformation) est :

$$M_t = G\theta I_{GZ} \quad [2-6]$$

Il en découle :

$$\tau_{(M)} = \frac{M_t}{I_G} r \quad [2-7]$$

La contrainte maximale de torsion est obtenue pour $r = R$:

$$\tau_{max} = \frac{M_t}{I_G} R \quad [2-8]$$

2.3.4 Concentrations de contraintes

En tenant compte d'un éventuel coefficient k de concentration de contraintes, la condition de résistance s'écrit :

$$\tau_{eff_{max}} \leq R_{pg} \quad [2-9]$$

Avec :

$$\tau_{eff_{max}} = K_t \tau_{th_{max}} \quad [2-10]$$

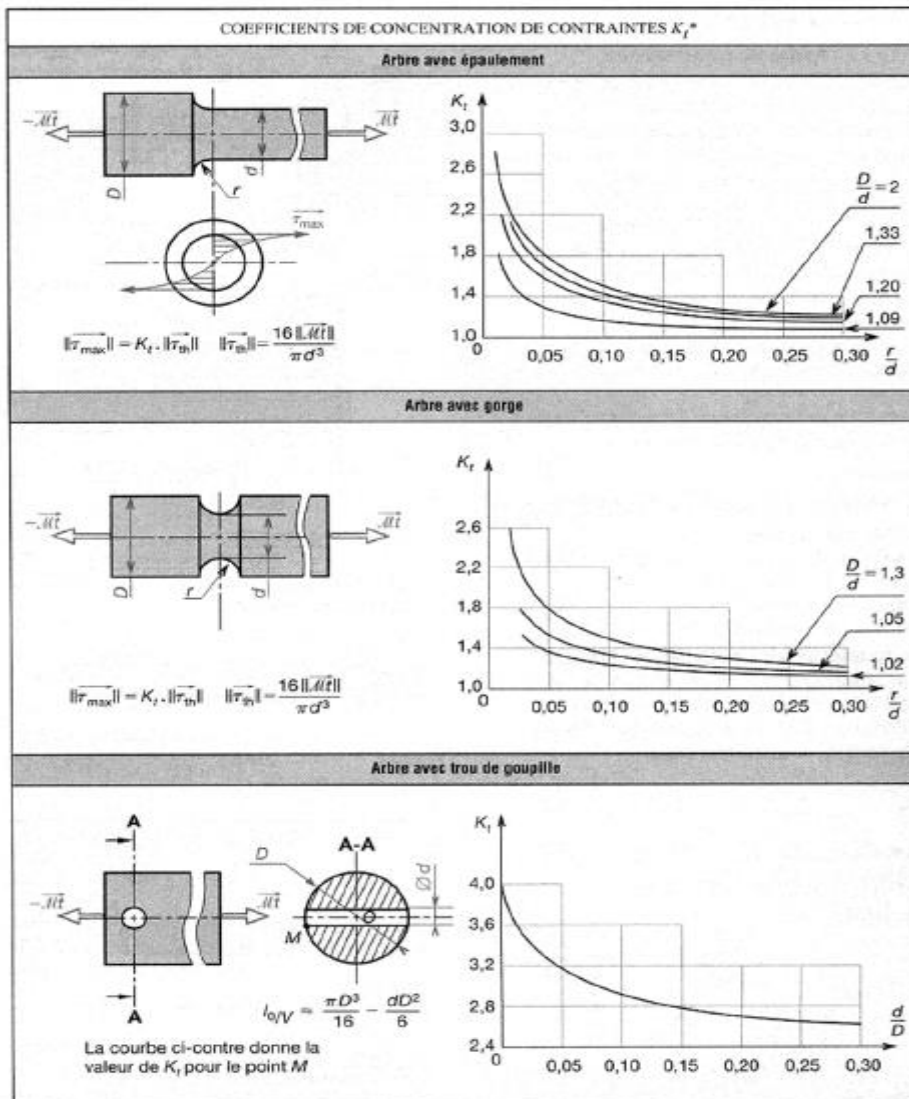


Figure 2.4 Coefficient de concentration de contraintes K en torsion simple

2.4 LES EPROUVETTES DE FATIGUE

En physique des matériaux, une éprouvette est une pièce de fabrication et de dimensions normalisées destinée à être soumise à un essai thermomécanique, conçu pour connaître le comportement d'un matériau quand il est soumis à une contrainte telle que la traction, le cisaillement ou encore la torsion et la flexion comme dans notre étude [RAB M4 170].

Le choix de l'éprouvette dépend du but recherché :

- La recherche de **l'influence de la mise en forme du matériau** lors de la fabrication d'un produit nécessite, soit de reproduire, à la surface des éprouvettes, les conditions thermomécaniques les plus proches possibles de celles subies par le produit, soit de prélever les éprouvettes dans le produit lui-même, en faisant en sorte de ne pas modifier l'état de surface (rugosité, écrouissage, contraintes résiduelles) induit par les conditions de fabrication de celui-ci.
- La connaissance de **l'effet d'un traitement de surface** appliqué à un composant requiert aussi de traiter les éprouvettes dans les conditions de similitude adaptées. Dans ce cas, en particulier, les dimensions des éprouvettes doivent être telles qu'elles permettent d'obtenir un champ de contraintes résiduelles comparable à celui d'un composant réel.
- L'obtention des **caractéristiques de résistance à la fatigue** du matériau, dans un état microstructural donné, conduit par contre à réaliser l'éprouvette dans des conditions les plus neutres possibles c'est-à-dire qui n'engendrent pas un état de surface modifiant les propriétés recherchées.

Le choix de l'éprouvette d'essais dépend de l'essai que l'on veut effectuer et de la machine dont on dispose :

2.4.1 Forme des éprouvettes

On distingue les éprouvettes parallélépipédiques, d'épaisseur constante et à section soit constante, soit variable, des éprouvettes axisymétriques à section circulaire, soit cylindriques à section constante, soit toroïdales à section variable. Ce dernier modèle est d'utilisation la plus générale et de ce fait conseillé quand d'autres conditions n'imposent pas le choix d'une autre éprouvette (minimum de matière, facilité d'usinage et de finition, élimination du flambement, évacuation de la chaleur, localisation de la rupture ...).

Dans tous les cas, on distingue les éprouvettes lisses des éprouvettes entaillées.

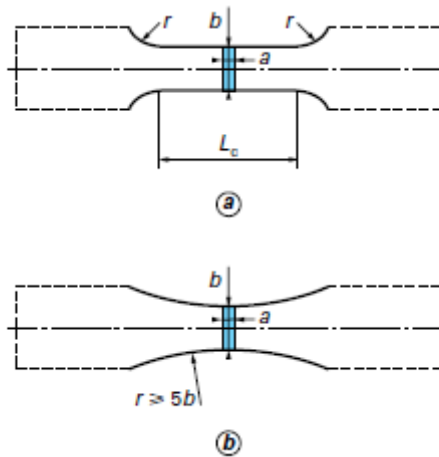


Figure 2.5 Eprouvettes parallélépipédiques à section rectangulaire

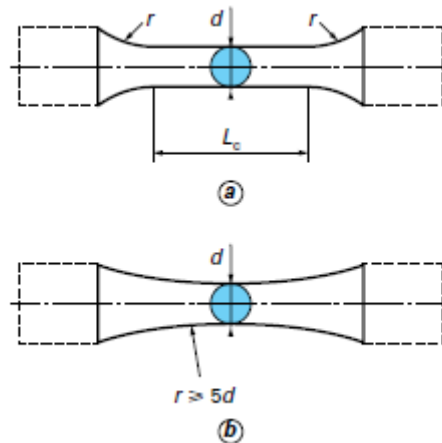


Figure 2.6 Eprouvettes axisymétriques à section circulaire

Lorsqu'il s'agit de déterminer les caractéristiques fondamentales d'un métal en fatigue, il est donc nécessaire de réduire le plus possible l'influence de l'état de surface de l'éprouvette sur le processus de fatigue qui conduira à la rupture.

Pour cette raison, l'état de surface des éprouvettes devra être particulièrement soigné et répétitif pour le même lot d'éprouvettes. On aura alors intérêt à privilégier les types d'éprouvettes et les modes d'usinage qui assurent le maximum de régularité et de répétitivité de l'état de surface et qui n'introduisent que des contraintes résiduelles et un écrouissage superficiel négligeables comme par exemple, la rectification fine.

La finition des éprouvettes par polissage manuel, même longitudinal, doit donc être évitée chaque fois que cela est possible.

Des éprouvettes classiques sont illustrées dans les schémas suivants [ATO 97] :

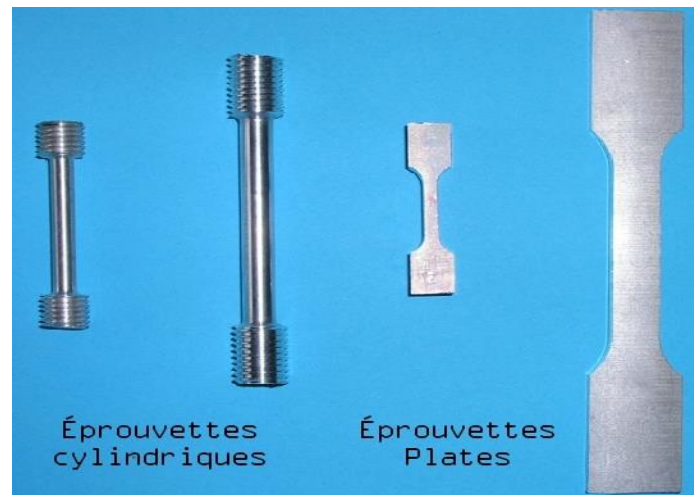


Figure 2.7 Éprouvettes de traction

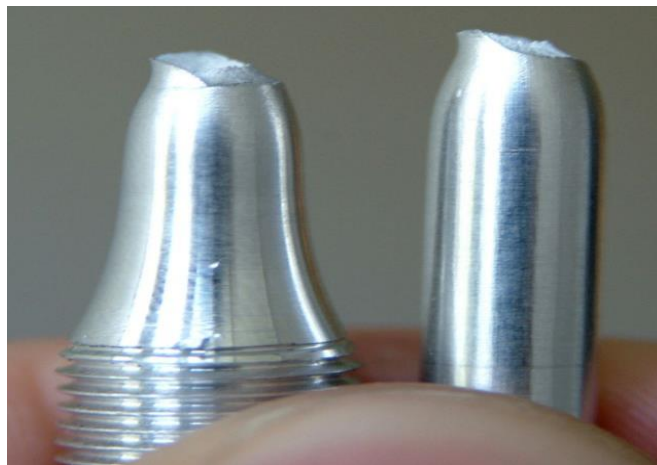


Figure 2.8 Éprouvette rompue après un essai de traction

Les éprouvettes qui sont seront soumises à la fatigue possèdent les géométries suivantes :



Figure 2.9 Éprouvette de fatigue

2.5 MOTEUR PAS A PAS

2.5.1 Définition

Le moteur pas à pas est un moteur qui permet de transformer une impulsion électrique reçue dans ses bobinages en un mouvement angulaire. L'angle de rotation minimal entre deux modifications des impulsions électriques s'appelle un pas. On caractérise un moteur par le nombre de pas par tour (c'est à dire 360°). Les valeurs courantes sont 48, 100 ou 200 pas par tour.

Ce type de moteur est très courant dans tous les dispositifs où l'on souhaite faire du contrôle de vitesse ou de position en boucle ouverte, typiquement dans les systèmes de positionnement et d'indexation.

L'usage le plus connu du grand public est dans les imprimantes, les scanner et les platines vinyles de DJ. Mais ils sont présents dans de nombreuses applications telles : les photocopieurs, imprimantes bancaires, robotique, système de positionnement sur machine industrielle et machine-outil.



Figure 2.10 Exemple de moteur pas à pas

2.5.2 Principe de fonctionnement

Le concept d'un moteur pas à pas consiste à supprimer les balais et à les remplacer par une électronique de commande, ce qui simplifie la fabrication des moteurs. Les bobines peuvent être placées sur le stator et les aimants sur le rotor. L'électronique commande les bobines les unes à la suite des autres pour faire tourner le champ magnétique et par conséquent les aimants du rotor..

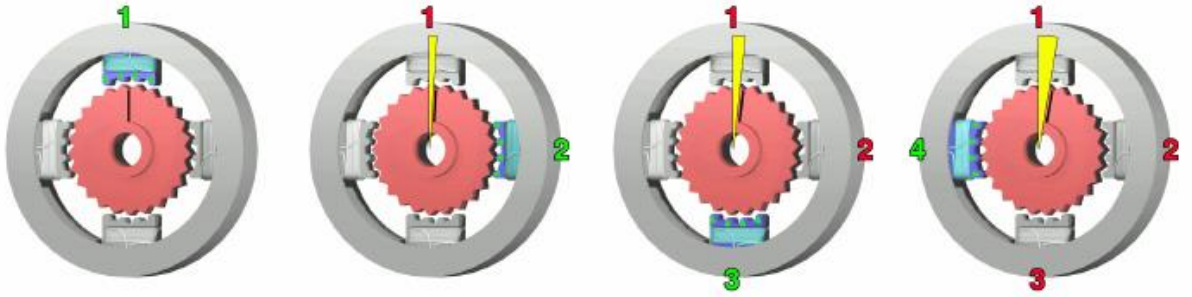
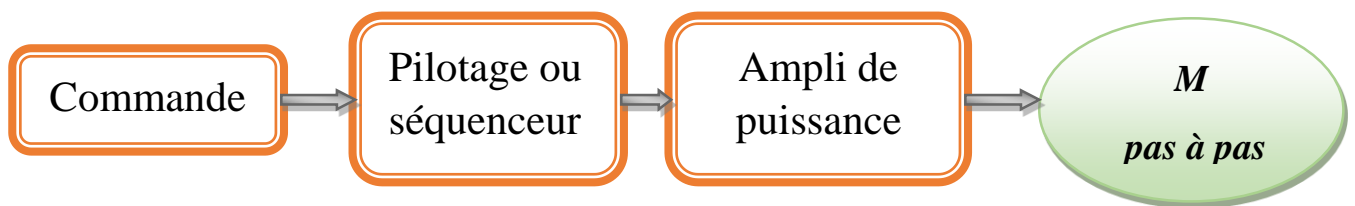


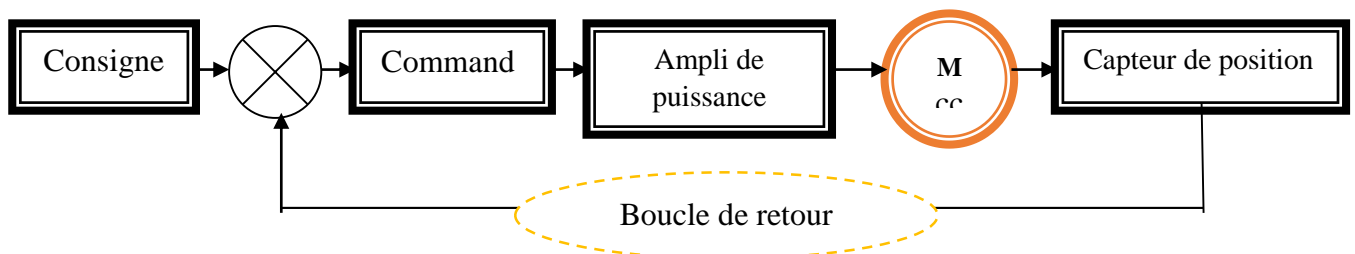
Figure 2.11 Principe de fonctionnement d'un moteur pas à pas

A chaque impulsion du signal de commande correspond au niveau du rotor à un déplacement angulaire défini appelé **pas** ou **incrément mécanique** [MAU 95].



La vitesse de rotation est fonction de la fréquence des impulsions.

On constate que le système par rapport à un moteur à courant continu est différent



2.5.3 Les différents types de moteur pas à pas

On distingue trois groupes de moteur pas à pas [YVR 99]:

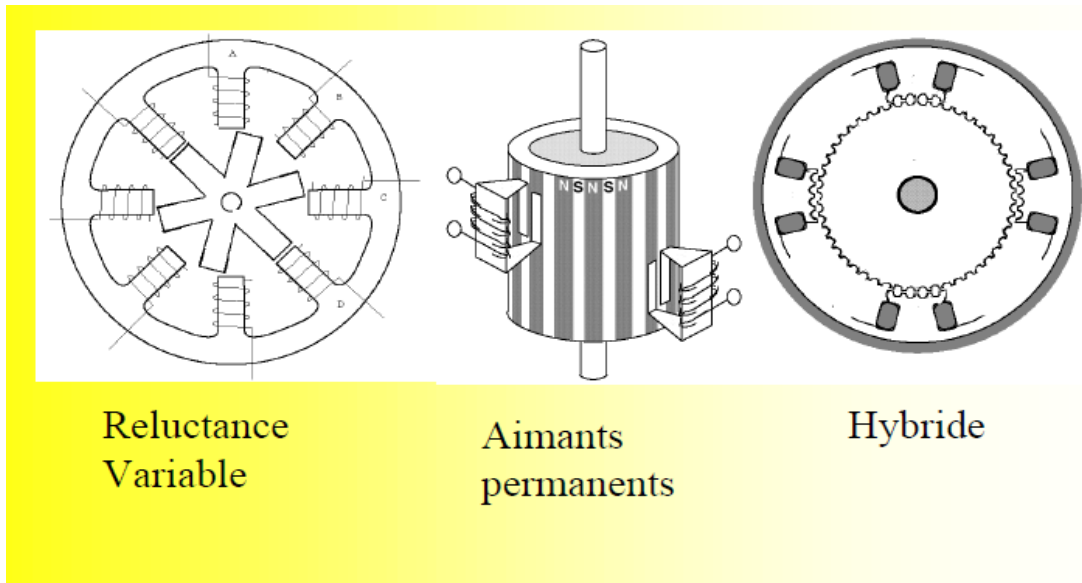


Figure 2.12 Les différents types de moteur pas à pas

2.5.3.1 Les moteurs à aimants permanents

Ils sont constitués d'un stator supportant les bobinages et d'un rotor magnétique. Le rotor s'oriente suivant le champ magnétique créé par les bobines.

La figure ci-dessus le représente dans sa position de repos, lorsque les bobinages ne sont traversés par aucun courant. Chacun des pôles du rotor se place devant une paire des plots du stator.

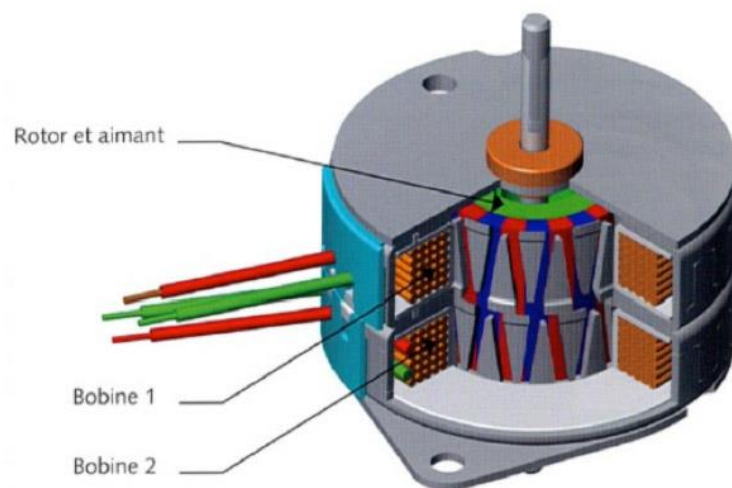


Figure 2.13 Moteur à aimant permanent

2.5.3.2 Les moteurs à réluctance variables

Ils fonctionnent selon un principe différent de celui des moteurs à aimants permanents. Ils possèdent bien évidemment un stator et un rotor, mais ce dernier est fabriqué en acier doux non magnétique. Il n'est pas lisse et possède plusieurs dents. Ce type de moteur est représenté dans la figure ci-dessous : On peut voir, dans cet exemple, que le stator est composé de 8 plots sur lesquels sont enroulés les bobinages, ce qui donne 4 phases. Le rotor, quant à lui, ne comporte que 6 dents.

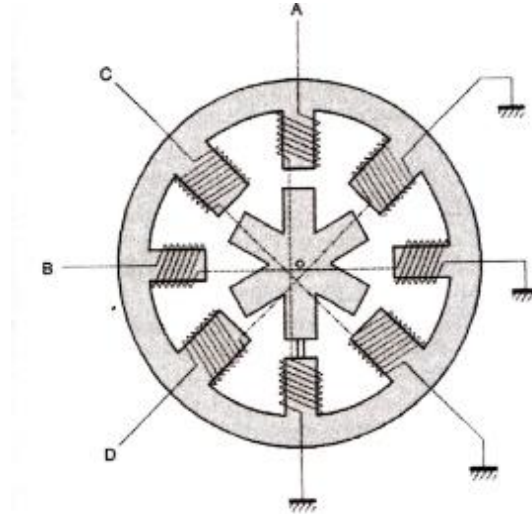


Figure 2.14 Moteur à réluctance variable

Le principe de fonctionnement est très simple : l'une des phases alimentant deux des plots opposés du stator est traversée par un courant afin d'aligner deux des dents du rotor avec ces plots.

2.5.3.3 Les moteurs hybrides

Il emprunte du moteur à aimant permanent et de la machine à réluctance variable. Il est donc à réluctance variable mais avec un rotor à aimants permanents. L'avantage est un nombre de pas très élevé [OGU 04].

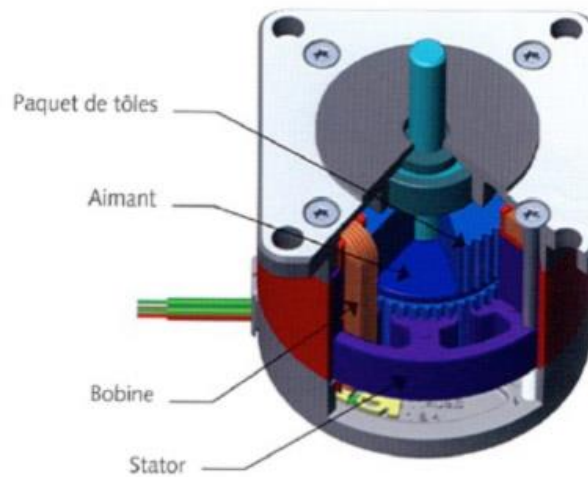


Figure 2.15 Moteur Hybride

Le tableau ci-dessous présente une comparaison des moteurs cités précédemment [EIVD cour]:

Tableau 1 Comparaison des différents moteurs

	Réductance variable	Aimants permanents	Hybride
Résolution (nb. de pas par tour)	Bonne	Moyenne	Elevée
Influence ses des courants / sens de rotation	non	Oui	Oui
Fréquence des impulsions	grande	Faible	grande
Puissance	Quelques W	Quelques dizaines de W	Quelques kW
Maintien de position sans courant	non	Oui	Oui

2.5.4 Comparaison des moteurs

Notons que nous avons souhaité en premier lieu nous munir d'un servomoteur, un moteur capable de maintenir une opposition à un effort statique et dont la position est vérifiée en

continu et corrigée en fonction de la mesure, mais en raison du cout nous n'avons pas été en mesure de nous le procurer.

Voici d'ailleurs une comparaison (avantage et inconvénient) entre le moteur pas à pas et le servomoteur :

2.5.4.1 Pas à pas :

Tableau 2 Avantages et inconvénients du moteur pas à pas [YVR 99]

Avantages	Inconvénients
Faible couts	Plus difficile à faire fonctionner qu'un moteur à courant continu
Fonctionnement en boucle ouverte	Vitesse et couple relativement faible
Couple à l'arrêt très élevé	Couple décroissant rapidement lorsque la vitesse augmente
Précision élevée	Résonance mécanique
Contrôle de la position, de la vitesse et synchronisation de plusieurs moteurs (pas de besoin de contre-réaction)	Risque de décalage

2.5.4.2 Servomoteurs

Tableau 3 Avantages et inconvénients du servomoteur

Avantages	Inconvénients
Vitesses élevées	Contre-réaction nécessaire
Très bon control de la vitesse	Nécessite une mise au point
Nombreuses tailles disponibles	Entretien contraignant pour les moteurs à balai
Peu bruyant	Prix élevé

[TAR cour]

Voici une illustration du moteur en notre possession :



Figure 2.16 Moteur pas à pas utilisé

2.6 PINCE DE SERRAGE

2.6.1 Définition

Une pince est un dispositif mécanique ou un outil, ayant pour fonction de pincer quelque chose d'autre, c'est-à-dire serré pour saisir ou maintenir.

2.6.2 Type de pinces

2.6.2.1 Pinces de serrage poussées PP

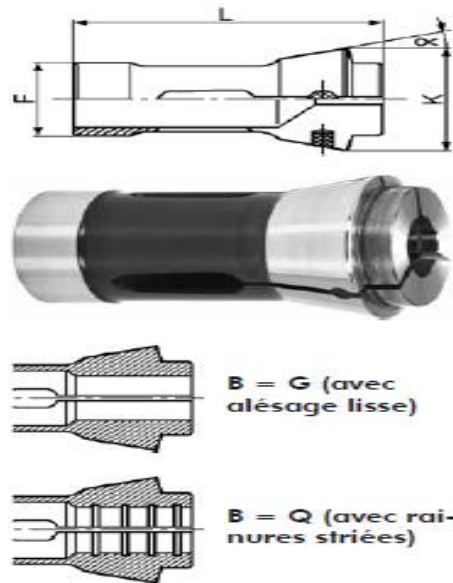


Figure 2.17 Pinces de serrages poussées PP

- Application : Pour le serrage des pièces dans les tours conventionnels
- Particularités : le mouvement de la pince pendant le serrage est minimal par rapport à l'axe, ainsi le positionnement des composants pendant le serrage reste axial

2.6.2.2 Pinces de serrage tirées PT

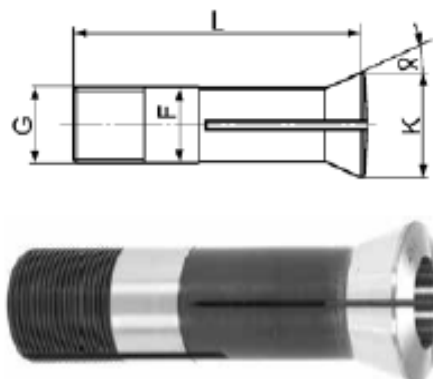


Figure 2.18 Pinces de serrages tirées PT

- Application : pour serrer les pièces après chariotage.
- Particularités : forces de serrage plus élevées qu'avec les pinces de serrage poussées mais il existe un mouvement axial pendant le serrage.

Pour la conception de la machine, nous nous sommes munis d'une pince de serrage du type PP [FAH]



Figure 2.19 Pince de serrage utilisée

2.7 TRANSMISSION DE PUISSANCE

La génération et la transmission de puissance en vue de son utilisation sont des préoccupations constantes de l'ingénieur mécanicien.

Les générateurs de puissance sont multiples, on peut citer les moteurs électriques (Dans notre cas, il s'agit du moteur pas à pas).

Ils assurent la conversion d'une forme d'énergie dans une autre forme d'énergie avec un sens privilégié du au second principe de la thermodynamique.

Les récepteurs ont des fonctions multiples comme la propulsion d'un véhicule ou l'entraînement d'une machine.

Il existe différentes solutions pour transmettre une puissance. Chaque système mécanique intermédiaire participant à cette transmission reçoit le mouvement et le restitue le mouvement et le restitue, au rendement près, avec ou sans changement de ses caractéristiques [BOU BM 5600].

Le principe d'une transmission de puissance peut être illustré dans le schéma suivant [MAT cours] :

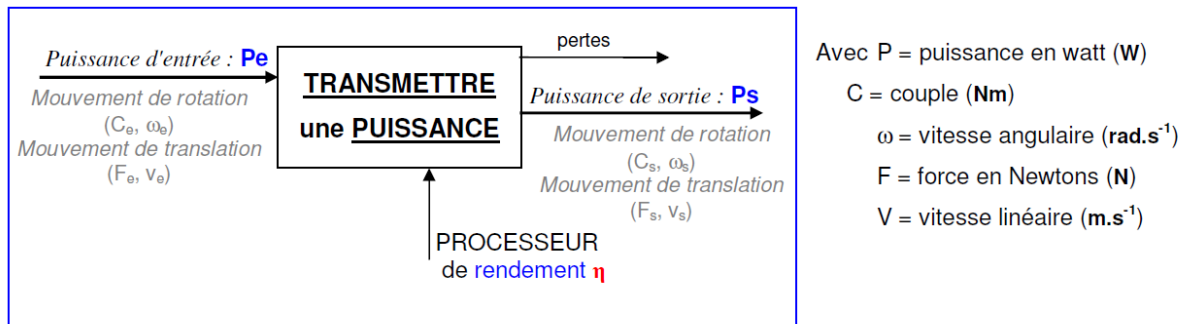


Figure 2.20 Principe d'une transmission de puissance

Parmi les solutions, on peut citer deux familles :

- Les transmissions de puissance par adhérence parmi lesquelles on distingue :

2.7.1 Transmission par poulies courroies

C'est certainement la transmission de puissance la plus ancienne ; elle est utilisée depuis le début de l'époque industrielle. Elle permet de véhiculer l'énergie mécanique entre deux arbres parallèles et relativement éloignés. Ce type de transmission de puissance est encore énormément utilisé, par exemple dans l'industrie automobile.

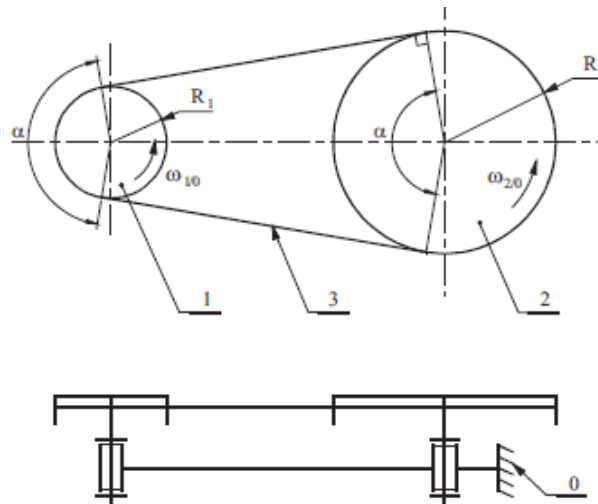


Figure 2.21 Système poulie-courroie

2.7.2 Transmission par chaîne et pignons

Seule l'architecture ressemble à celle de la transmission par poulies-courroie, car la transmission de puissance par pignons et chaîne s'effectue par obstacle, l'arbre moteur et l'arbre récepteur représente l'engrènement de la chaîne sur une roue dentée.

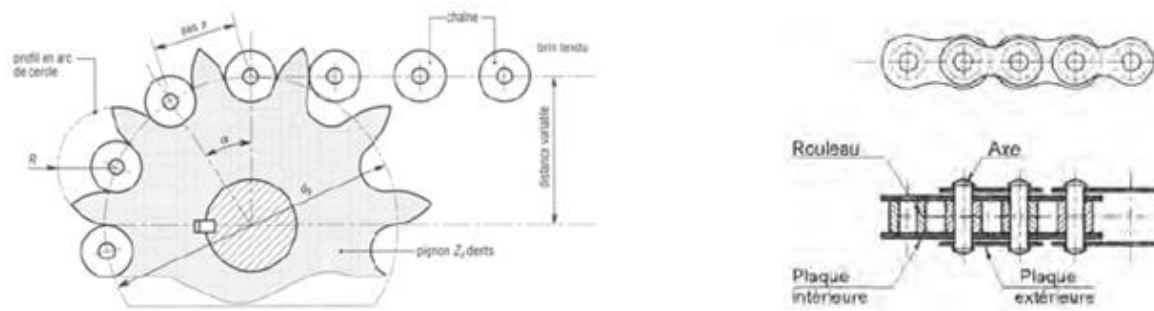


Figure 2.22 Schéma descriptif d'un système chaîne-pignon

L'avantage de système est qu'il n'y pas de glissement entre la chaîne et les roues dentées, ce qui garantit un rapport de transmission constant.

On a décidé de faire une étude comparative de ces deux systèmes présentés dans le tableau ci-dessous :

Système de transmission	Avantages	Inconvénients
Poulie Courroie	Variation d'entraxe possible Souplesse de transmission Limiteur de couple (glissement possible) Grande durée de vie Cout réduit Silencieux	Conditions de travail (eau, poussière) Rapport de transmission Variable Encombrement Puissance limitée
Chaîne-Pignon	Puissances importantes Variation d'entraxe possible Synchronisme (obstacle) Conditions de travail rudes Cout inférieur aux engranges	Vibrations Nécessité de lubrification Nécessité d'un carter Bruit Important

Tableau 4 Etude comparative deux systèmes

Nous avons pris la décision de ne pas suivre ces pistes car elles présentaient de nombreuses contraintes que pouvait palier un accouplement [THO 14].

2.7.3 Transmission par accouplement

Un accouplement se dit d'une liaison établie entre deux organes d'un système, généralement deux arbres, de telle manière que la rotation de l'un entraîne celle de l'autre. C'est aussi le nom donné au dispositif permettant cette liaison (un accouplement peut être rigide, semi-élastique, élastique ou articulé)[LUC 07].

Nous avons pensé à utiliser un accouplement rigide. Ce type de liaison consiste à lier de façon rigide les deux arbres d'un système. Généralement, une pièce intermédiaire crée la liaison. Il existe de nombreux montages : vis de pression, serrage par mâchoires, montage de force, clavetage ...

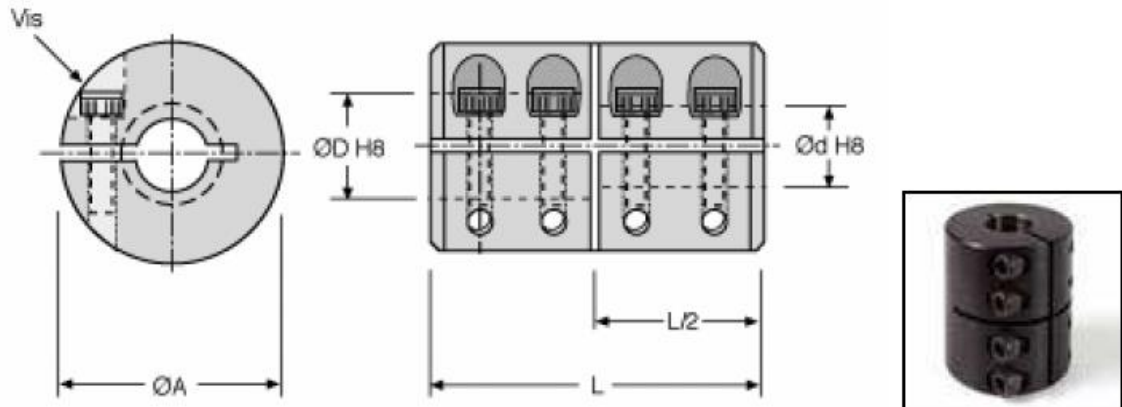


Figure 2.23 Accouplement rigide : serrage par mâchoires

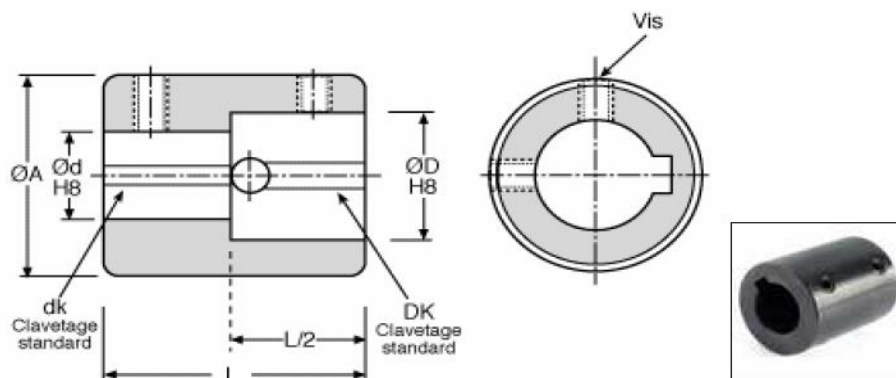


Figure 2.24 Accouplement rigide : serrage par vis de pression

Ci-dessous une conception sous SolidWorks de l'accouplement rigide :



Figure 2.25 Accouplement rigide sous SolidWorks

Le principal inconvénient des accouplements rigides est qu'ils ne tolèrent pas de défaut d'alignement entre les arbres.

Après réflexion nous avons jugé qu'une fixation directe de l'arbre moteur au fourreau était préférable car d'une part le moteur pas à pas permet de contrôler l'angle de rotation du fourreau. De plus cela permet d'éviter les accoudes.

2.8 ROULEMENT

Les roulements sont des éléments de machine de haute capacité avec des composants de grande précision. Afin de tirer pleinement profit de leur capacité, le montage, le démontage, la lubrification, l'étanchéité et l'entretien sont de grande importance. Ils permettent le positionnement, la transmission des efforts et la relation entre deux pièces par le remplacement du glissement en un roulement.

Nous avons consulté le catalogue SKF et choisi le modèle 1206 possédant les caractéristiques suivantes [cat SKF] :

Tableau 5 caractéristiques du modèle 1206

Diamètre d'alésage d	30 mm
Largeur B	16 mm
Diamètre extérieur D	62 mm
Charge dynamique C	15600 N
Charge statique C_0	4560 N
Vitesse de référence	24000 tr/min
Masse	0.223 Kg

2.9 METHODOLOGIE

2.9.1 SOLIDWORKS

Pour la conception de la machine, nous avons eu recours à SolidWorks, un logiciel propriétaire de conception assistée par ordinateur en 3D fonctionnant sous Windows.

Les solutions SolidWorks abordent tous les aspects de votre processus de développement produit grâce à un ensemble d'opérations intégrées effectuées en toute transparence (conception, vérification, conception écoresponsable, communication et gestion des données). Les concepteurs et les ingénieurs possèdent de multiples compétences, qui leur permettent de réduire le cycle de conception, d'augmenter la productivité et de commercialiser plus rapidement des produits innovants.

2.9.2 -Elaboration de la machine

Au cours de notre PFE, nous avons suivis plusieurs pistes pour la conception de la machine. Dans tous les scénarios imaginés, la machine se compose de deux parties : une partie torsion et l'autre flexion.

La torsion est composée à son tour de deux parties : une fixe et l'autre en mouvement de rotation contrôlée par le moteur pas à pas.

Dans les différentes machines conçues, on retrouve deux fourreaux contenant chacun une pince de serrage pour serrer l'éprouvette.

2.9.2.1 Modèle de la « Machine 1 »

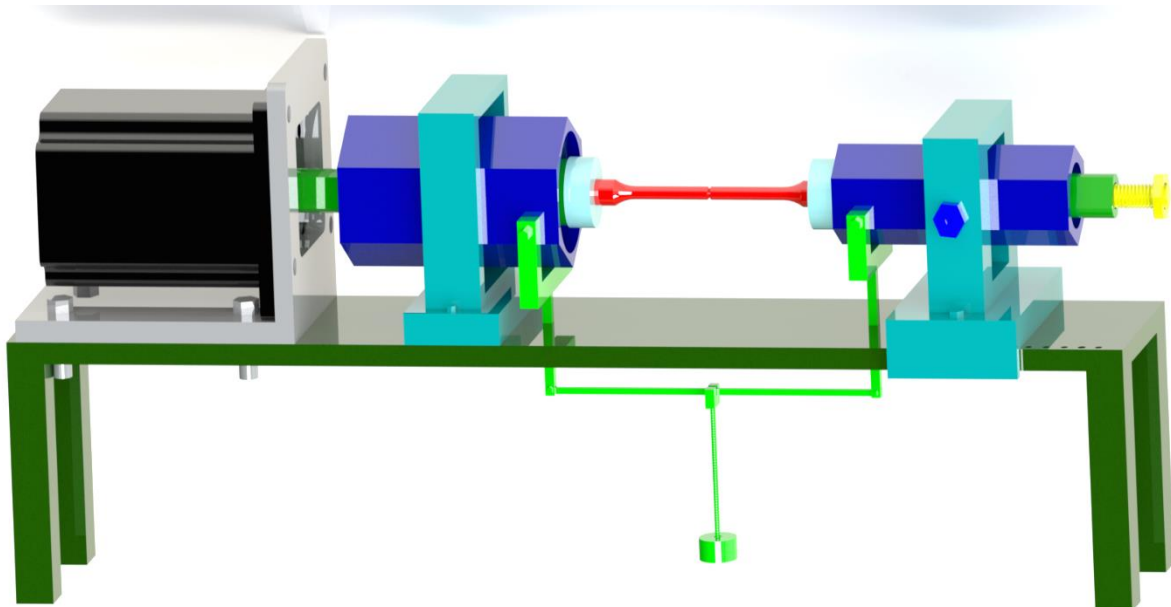


Figure 2.26 Représentation de la Machine 1

- **Partie torsion**

Nous avons proposé, après consultations des différentes transmissions de puissance possibles, de fixer le moteur au fourreau extérieur hexagonale. C'est une transmission directe qui s'effectue en liant l'arbre du moteur au fourreau intérieur. Il possède deux roulements à rotule pour qu'il puisse pivoter.

Notons que le fourreau extérieur est fixé sur la table grâce à un support de la forme suivante :

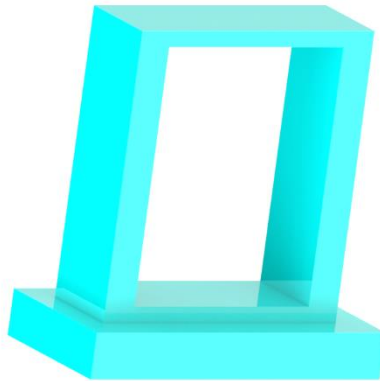


Figure 2.27 Représentation du support utilisé

Dans la partie fixe, le fourreau n'a pas besoin de tourner, c'est pourquoi il sera directement de forme hexagonale, fixé sur la table de la même manière.

Nous avons pensé mettre en place une table coulissante pour changer, comme bon nous semble de la longueur de l'éprouvette.

Pour retirer la pince de serrage, on a proposés deux systèmes possibles :

- Placer un écrou sur le fourreau coté moteur.
- Installer un système tige filetée-écrou.

- **Partie flexion**

On a décidé d'appliquer le système de chargement par masse sur les fourreaux extérieurs.

- **Critique**

Après mure réflexion, nous avons décidé de passer outre cette solution à cause de différentes contraintes. D'abord, l'usinage important implique un cout important, or nous sommes limités par le temps. De plus, avec cette conception, nous sommes confrontés à un problème d'écrou avec la possibilité sur la pince reste bloquée. Enfin il faut noter le nombre important d'accous.

2.9.2.2 Modèle de la « Machine 2 »

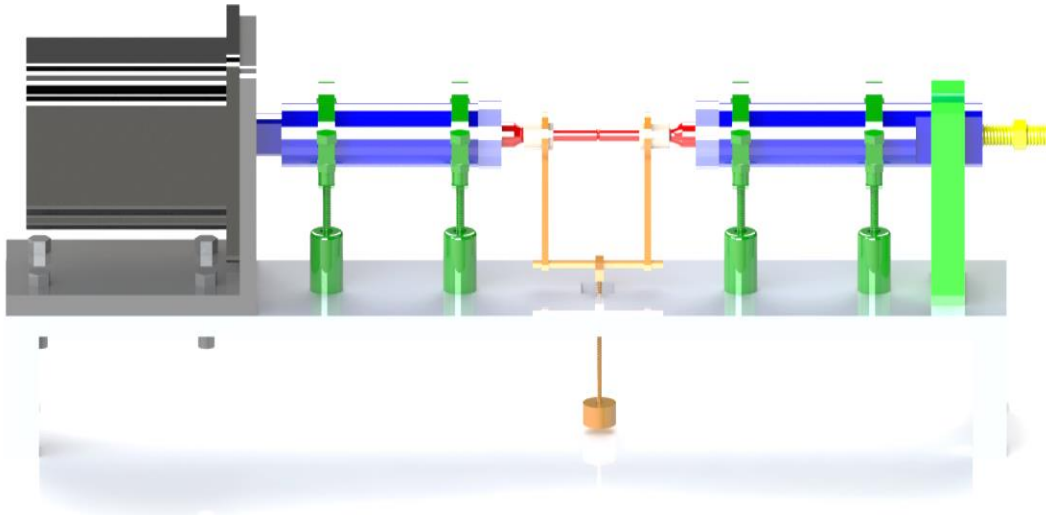


Figure 2.28 Représentation de la Machine 2

- **Partie torsion**

Tout comme la première machine, l'arbre moteur est lié directement au fourreau. La différence se traduit par la mise en place de deux paliers fixés sur la table.

Pour la partie fixe, on a le même système de la table coulissante. Notons qu'en plus le fourreau contient un méplat pour l'empêcher de tourner.

- **Partie flexion**

On s'est proposé d'appliquer le système de chargement sur l'éprouvette en utilisant des manchons serrés sur l'éprouvette avec des roulements à billes sur la surface extérieure.

- **Critique**

Nous avons préférés ne pas adopter ce système pour différentes raisons. Les manchons désirés pour un diamètre de 12 mm ne sont pas disponibles. De plus l'usinage de la table glissante s'avère être couteux demande du temps du fait de la finition et de la précision requise. Par ailleurs, on doit faire face à une procédure rébarbative et contraignante de montage et démontage de la pince de serrage.

2.9.2.3 Modèle de la « Machine 3 »

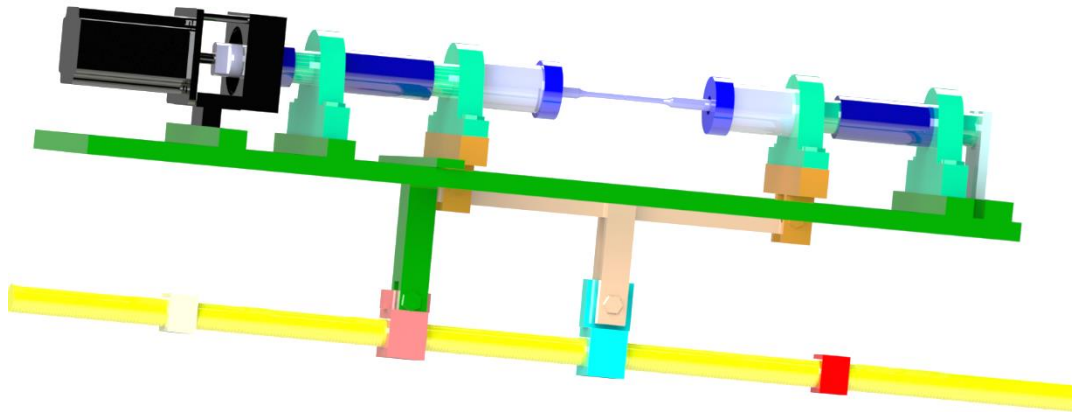


Figure 2.29 Représentation de la Machine 3

Dans notre machine de fatigue, on retrouve le palier à semelle composé du roulement à rotule. Nous l'avons choisi pour le fixer directement sur la table. Il y'en a quatre : deux fixes et deux non fixes pour chaque fourreau. Les deux paliers non fixes servent pour le système de chargement afin d'avoir le diagramme du moment fléchissant.

La pince de serrage choisie est de type Poussée-Filetée de l'intérieur. Pour serrer l'éprouvette, deux systèmes s'offrent à nous :

- Système avec écrou et chasse-cône : On utilise l'écrou pour serrer la pince de l'intérieur du fourreau et le chasse-cône pour la retirer une fois l'utilisation de l'éprouvette terminée.
- Système vis et écrou : La vis pour entrer le long du fourreau comme la pince est taraudée et l'écrou pour visser. Or ce système ne peut être utilisée que coté moteur, c'est pourquoi il n'a pas été retenu. En effet nous désirions une machine symétrique d'un point de vue esthétique.

L'arbre du moteur permet de faire tourner le moteur.

Le fourreau doit être rigide pour que seule l'éprouvette subisse la torsion. On choisit le diamètre intérieur du fourreau comme étant le diamètre extérieur de la pince. On prend ce diamètre égal à 50 mm. Notons que l'on a choisi de diminuer le diamètre du fourreau pour avoir un palier de diamètre 30 mm de petite épaisseur. Le fourreau est pratiquement similaire des deux côtés. Coté fixe, on a un cercle débouchant pour évacuer l'éprouvette

Le système en U est là pour empêcher le fourreau de tourner. Il sera fixé à la table par des vis.

Le filetage permet de serrer le palier par le biais d'un écrou.

Les masses d'équilibre jouent le rôle de balance pour éviter que le moteur tombe. Coté moteur, la masse est fixée sous le palier libre et coté fixe derrière le U à 100mm.

Pour des contraintes d'usinage nous avons dû modifier la forme géométrique des paliers en remplaçant les arrondis par des sections rectangulaires mais le prince de base de la machine est respecté

Chapitre 3 : Calcul mécanique et réalisation

3.1 INTRODUCTION

La conception mécanique regroupe l'ensemble des activités, méthodes et techniques permettant de réaliser un projet industriel satisfaisant et fiable. Dans notre cas, il s'agit de la conception d'une machine de fatigue. Cela passe par un calcul de mécanique appliquée associée à la connaissance de la résistance des matériaux, qui nous a été enseigné à l'Ecole Nationale Polytechnique et permettant d'en vérifier la sécurité. On s'attardera donc dans ce chapitre au dimensionnement de l'éprouvette, du moteur, au choix du roulement, au calcul de l'accouplement. On n'oubliera pas d'accorder une attention toute particulière à la conception de la machine de fatigue avec le logiciel SolidWorks ou nous présenterons la machine dans son ensemble ainsi que les cartouches, proposant les vues (face, dessus, gauche), de chaque pièce qui la constitue.

3.2 CALCUL MECANIQUE POUR L'EPROUVETTE

3.2.1 Angle unitaire de torsion

Les sections droites avant déformation restent droites après déformation (planes et perpendiculaires à la ligne moyenne)

Les fibres ou génératrices initialement parallèles à la ligne moyenne s'enroulent suivant des hélices autour de cet axe. La longueur des fibres reste sensiblement invariable ou constante selon l'hypothèse des petites déformations.

Les sections droites tournent ou glissent en bloc les unes par rapport aux autres et les rayons GK, dans le schéma ci-dessous restent droits dans le domaine élastique, mais s'incurvent dans le domaine plastique.

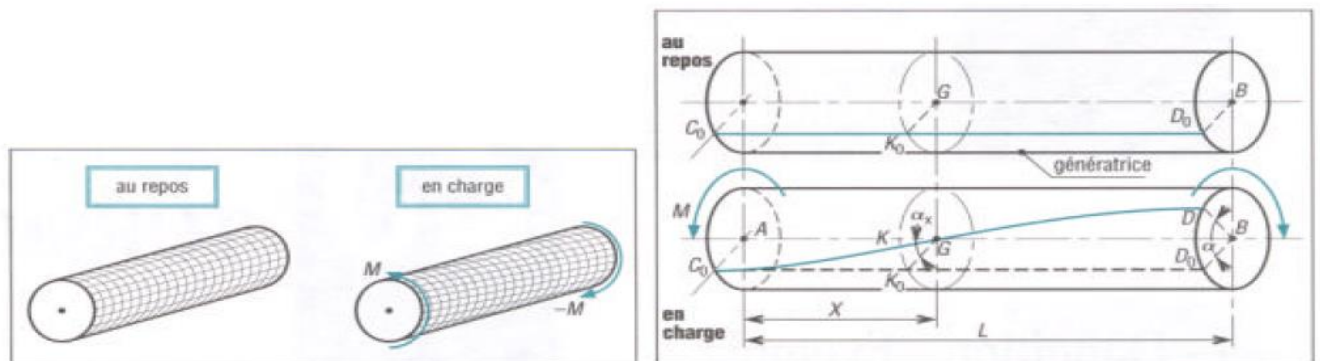


Figure 3.1 Eprouvette au repos et en charge

$$\alpha = \text{angle}(BD_0, BD) = \text{angle de torsion de l'éprouvette}$$

Si on suppose que les sections droites tournent toutes entre elles de la même façon, alors l'angle de torsion entre deux sections droites quelconques est proportionnel à la distance entre celles-ci. On calcule alors l'angle unitaire de torsion suivant :

$$\theta = \frac{\alpha}{L} \quad [3-1]$$

$$\theta = \frac{1.8 * \pi}{180 * 160}$$

$$\theta = 0.218 \text{ rad/m}$$

3.2.2 Moment de torsion

On calcule le moment polaire de la section de l'éprouvette en utilisant la relation suivante :

$$I_0 = \frac{\pi d^4}{32} \quad [3-2]$$

Sachant que le diamètre de l'éprouvette est égal à 8 mm :

$$I_0 = \frac{\pi * 8^4}{32}$$

$$I_0 = 402.12 \text{ mm}^4$$

On déduit le moment unitaire de torsion qui est proportionnel à l'angle unitaire de torsion :

$$M_t = G * \theta * I_0 \quad [3-3]$$

M_t : Moment de torsion (Nmm)

G : Module d'élasticité (MPa)

θ : Angle unitaire de torsion (rad/mm)

I_0 : Moment polaire

On effectue l'application numérique

$$M_t = G * \theta * I_0$$

$$M_t = 210000 * 0.218 * 10^{-3} * 402.12$$

$$M_t = 18.40 \text{ N.m}$$

3.2.3 Relation entre τ et M_t

A partir des relations $\tau = G \theta r$ et $M_t = G \theta I_0$ on peut écrire :

$$G\theta = \frac{\tau}{r} = \frac{M_t}{I_0}$$

On obtient ainsi :

$$\tau = \frac{M_t}{I_0} r \quad [3-4]$$

τ : Contrainte de cisaillement

On effectue l'application numérique :

$$\tau = \frac{18.40 * 10^3}{402.12} * 8$$

$$\tau = 366 \text{ MPa}$$

3.2.4 Concentration de contraintes en torsion

Lorsque l'éprouvette étudiée présente de brusques variations de section (gorge, épaulement, trou de perçage..), les relations précédentes ne sont plus applicables. Au voisinage du changement de section, la répartition des contraintes est modifiée, τ_{maxi} est supérieure à τ calculée : On dit qu'il y'a concentration de contraintes

Si K_{ts} est le coefficient de concentrations de contraintes :

$$\tau_{maxi} = K_{ts} \tau_0 \quad [3-5]$$

On détermine K_{ts} en utilisant une application sur le site mecatools.free.fr qui prend en compte les équations suivantes :

$$K_t = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{0.263K_p}\right)^2 + \left(\frac{1}{0.843K_q}\right)^2}} + 1$$

Avec :

$$K_p = \sqrt{\frac{t}{r} * \frac{\frac{d}{D}}{1 - \frac{d}{D}} + 1} - 1$$

$$K_q = \frac{1}{\sqrt{\frac{r}{t}}}$$

$$t = \frac{D - d}{2}$$

On effectue l'application numérique sachant que :

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

$$d = 8\text{mm}$$

$$r = 20\text{mm}$$

On trouve :

$$K_t = 1.02$$

On en déduit :

$$\begin{aligned}\tau_{maxi} &= K_t \tau_0 \\ \tau_{maxi} &= 1.02 * 336 \\ \tau_{maxi} &= 342.72 \text{ MPa}\end{aligned}$$

3.2.5 Moment de flexion

En flexion, les contraintes normales σ sont généralement prépondérantes devant les contraintes en cisaillement τ pour les pièces pleines.

Les contraintes normales résultent du moment fléchissant M_f (les efforts tranchant n'ont aucun effet sur leur valeur).

Dans le cas de la flexion pure ($M_f \neq 0$ et $T = 0$), les poutres se déforment suivant des arcs de cercles.

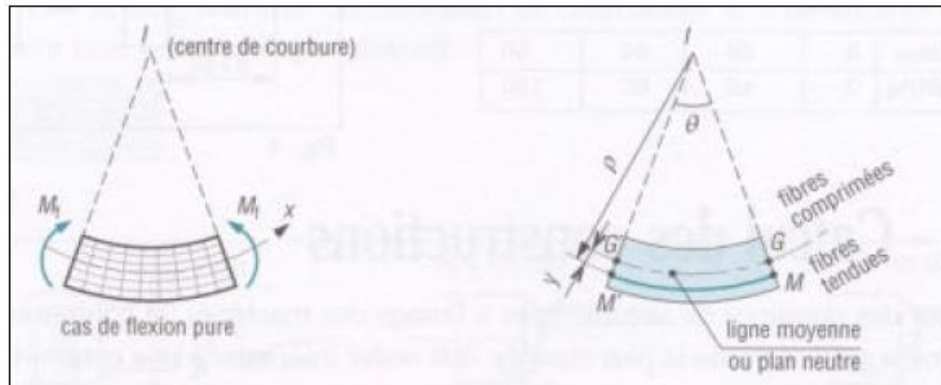


Figure 3.2 Illustration de la façon dont les poutres se déforment
La ligne moyenne GG' ne subit ni allongement ni raccourcissement (contraintes nulles).

Pour la figure proposée, les fibres situées au-dessus de la ligne neutre sont comprimées et supportent des contraintes de compression ; celles situées au-dessous (MM') sont tendues et supportent des contraintes de traction.

En exprimant l'allongement de la fibre MM', en utilisant la loi de Hooke ($\sigma = E\varepsilon$) et en faisant intervenir le moment fléchissant M_f , il en découle la relation suivante :

$$\sigma_M = \frac{M_f}{I_z} y \quad [3-6]$$

avec :

σ_M : Contrainte normale en M (en MPa)

M_f : Moment fléchissant dans la section droite S (en Nmm)

y : Distance du point M par rapport à la ligne neutre

I_z : Moment quadratique de la section droite S par rapport à l'axe (G.z) (en mm^4)

3.2.6 Concentration de contraintes en flexion

Lorsque les solides étudiés présentent de brusques variations de section, les relations précédentes ne s'appliquent plus. Au voisinage du changement de section, la répartition des contraintes n'est plus proportionnelle à la distance y et σ_{Maxi} est supérieure à la valeur $\frac{M_f Maxi}{(I_z/V)} =$

σ_0 : On dit qu'il y'a concentration de contraintes.

On a alors pour la contrainte maximale :

$$\sigma_{Maxi} = K_f \cdot \sigma_0 \quad [3-7]$$

Les valeurs de K_f sont déterminées expérimentalement avec les abaques suivantes [GON 03] :

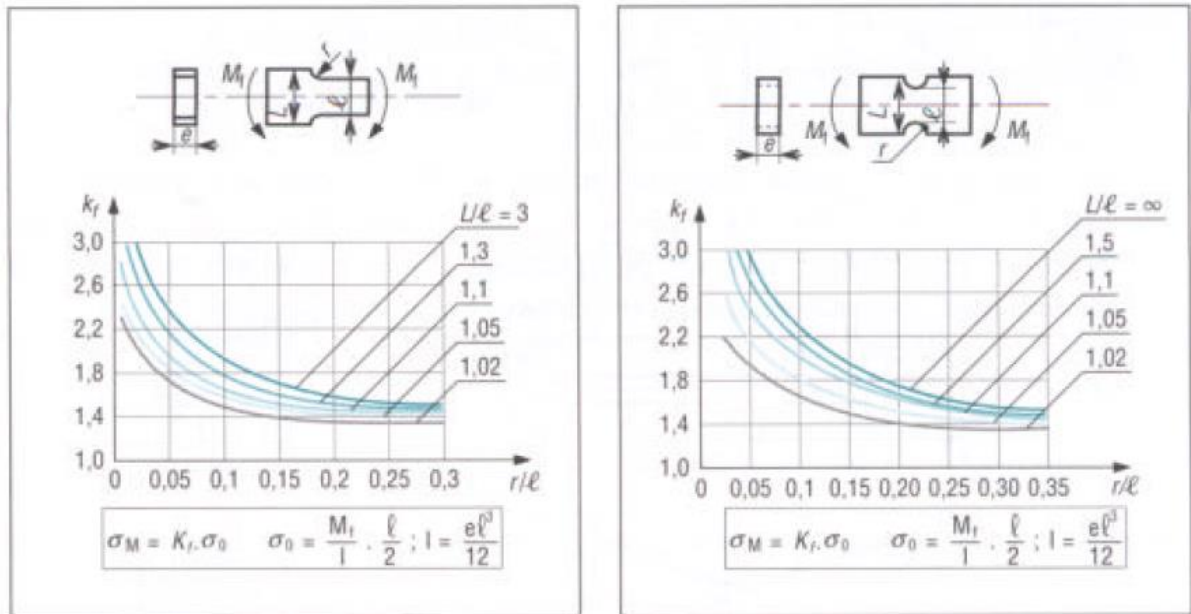


Figure 3.3 Abaques pour déterminer K_f

On peut aussi calculer ce coefficient en utilisant une application le logiciel mecatools.free.fr qui comprend les formules suivantes :

$$K_f = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{0.541K_p}\right)^2 + \left(\frac{1}{0.843K_q}\right)^2}} + 1$$

Avec :

$$K_p = \sqrt{\frac{t}{r} * \frac{\frac{d}{D}}{1 - \frac{d}{D}} + 1} - 1$$

$$K_q = \frac{1}{\sqrt{\frac{r}{t}}}$$

$$t = \frac{D - d}{2}$$

On effectue l'application numérique sachant que :

$$\begin{aligned} D &= 12\text{mm} \\ d &= 8\text{mm} \\ r &= 20\text{mm} \end{aligned}$$

On trouve :

$$K_f = 1.05$$

On en déduit :

$$\begin{aligned}\sigma_{Maxi} &= K_f \cdot \sigma_0 \\ \sigma_{Maxi} &= 1.05 * 800 \\ \sigma_{Maxi} &= 840 \text{ MPa}\end{aligned}$$

On a le moment quadratique suivant :

$$I_{x3} = \frac{\pi R^4}{4} \quad [3-8]$$

Avec :

$$R = 4 \text{ mm}$$

On effectue l'application numérique :

$$\begin{aligned}I_{x3} &= \frac{\pi 4^4}{4} \\ I_{x3} &= 201.06 \text{ mm}^4\end{aligned}$$

On en déduit le moment de flexion suivant la relation suivante :

$$\sigma = \frac{M_f d}{I_{x3} 2} \quad [3-9]$$

Avec :

$$d = 8 \text{ mm}$$

Et :

$$\sigma = 800 \text{ MPa}$$

On en déduit :

$$M_f = \frac{2\sigma}{d} * I_{x3} \quad [3-10]$$

$$M_f = \frac{2 * 800}{8} * 201.06$$

$$M_f = 40.21 \text{ N.m}$$

3.3 CALCUL DU CONTRE POIDS

Connaissant le moment de flexion, on peut calculer la masse du contrepoids [BRA 09] :

On a le schéma suivant :

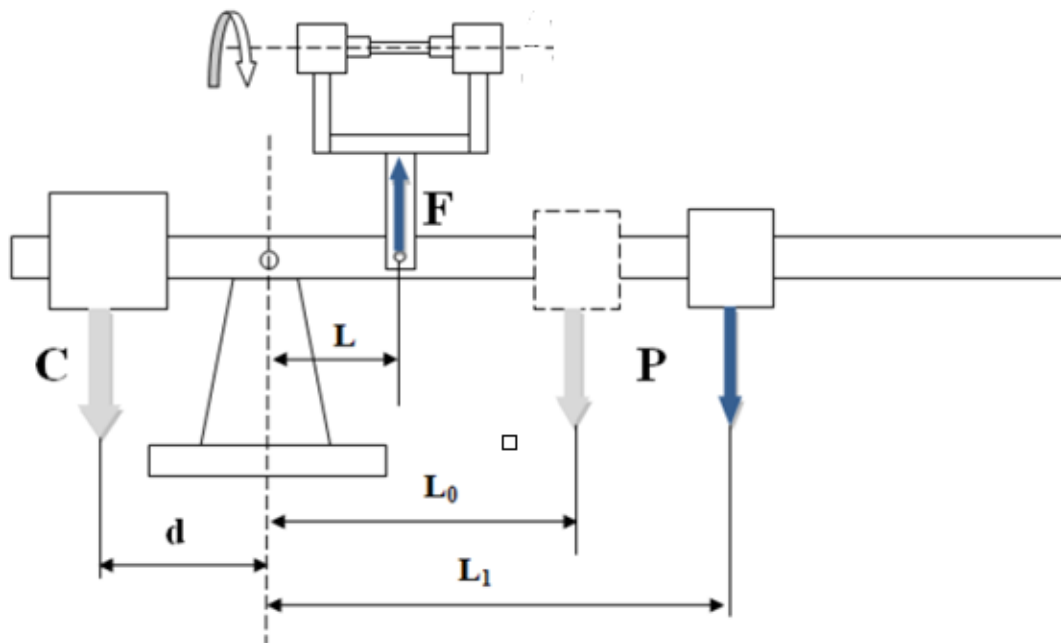


Figure 3.4 Illustration de l'équilibre des forces

- On calcule L_1 :

$$M_f = F * L = P(L_1 - L_0) \quad [3-11]$$

Avec :

$$\begin{aligned} P &= mg \\ P &= 6 * 10 \\ P &= 60 \text{ N} \end{aligned}$$

Et :

$$L_0 = 200 \text{ mm}$$

Donc :

$$L_1 = L_0 + \frac{M_f}{P}$$

$$L_1 = 0.2 + \frac{40.21}{60}$$

$$L_1 = 0.870 \text{ m}$$

$$L_1 = 870 \text{ mm}$$

On prend la longueur de la barre égale à :

$$L_{\text{barre}} = 1400 \text{ mm}$$

Et aussi :

$$L_1 = 1000 \text{ mm}$$

$$L_2 = 400 \text{ mm}$$

$$L = 40 \text{ mm}$$

On peut alors déterminer la masse du contrepois :

$$\frac{M_{\text{barre}} l_2^2}{L_{\text{barre}} 2} + M * d = m * L_0 + \frac{M_{\text{barre}} l_1^2}{L_{\text{barre}} 2} + m_T * L \quad [3-12]$$

On détermine m_T avec le logiciel SolidWorks :

$$m_T = 3.01 \text{ Kg}$$

On calcule la masse de la barre :

$$M_{\text{barre}} = \rho_{\text{acier}} * b * h * L \quad [3-13]$$

Avec :

$$L = 1400 \text{ mm}$$

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

$$h = 30 \text{ mm}$$

$$\rho_{\text{acier}} = 7850 \text{ Kg/m}^3$$

On effectue l'application numérique et on trouve :

$$M_{\text{barre}} = 4.94 \text{ Kg}$$

On déduit alors le produit $M * d$:

$$\frac{4.94}{1400} * \frac{400^2}{2} + M * d = 6 * 200 + \frac{4.94}{1400} * \frac{1000^2}{2} + 3.01 * 40$$

$$M * d = 2.8 \text{ Kg.m}$$

On prendra comme valeur satisfaisante :

$$C = 12 \text{ Kg}$$

$$d = 233 \text{ mm}$$

3.4 DESCRIPTION DE LA MACHINE

Pour la conception de la machine, nous étions en possession de plusieurs composants de la machine : Le moteur pas à pas, la pince de serrage, les roulements.

Le moteur pas à pas dont nous disposons est un moteur conçu par la société Leisai. Il s'agit d'un modèle 86 H 585 possédants les caractéristiques suivantes :

Couple	8.2 N.m
Angle de torsion	1.8°
Courant	4.9 A

Tableau 6 Caractéristiques du moteur 86 H 585

Le moteur pas à pas était indispensable pour contrôler la rotation pour la torsion. Notre préférence se portait sur un servomoteur mais il n'est pas présent sur le marché.

Notre moteur possède la forme suivante :

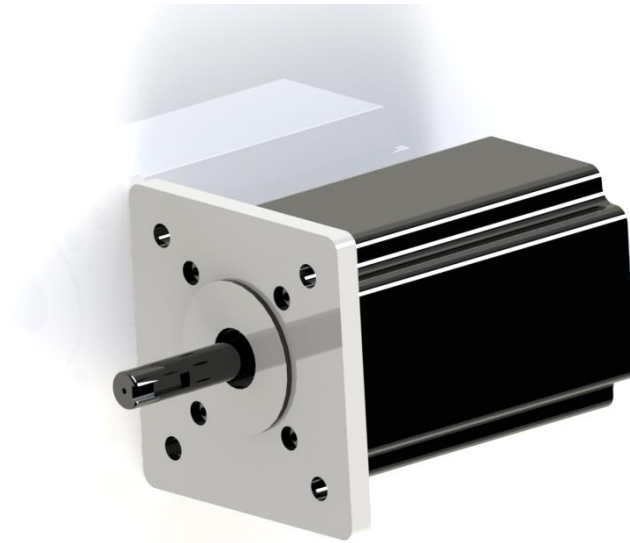


Figure 3.5 Moteur pas à pas

La conception finale de la machine est présentée dans le schéma ci-dessous :

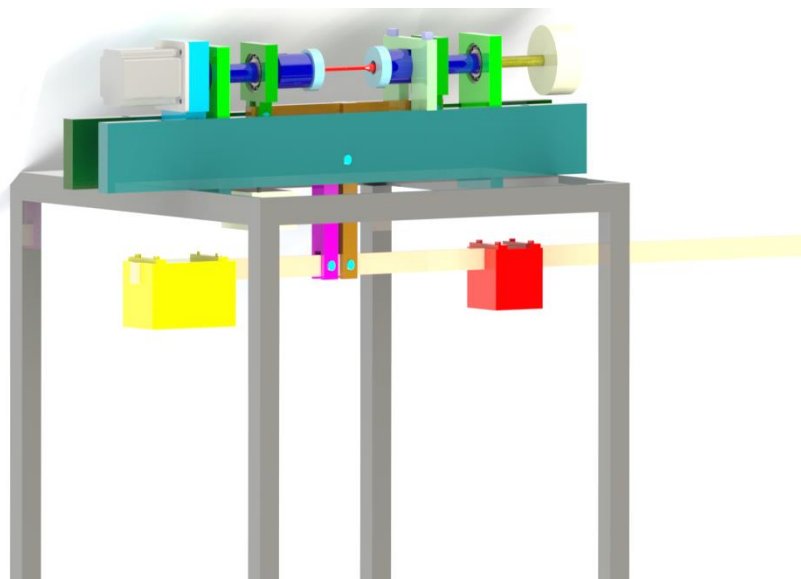


Figure 3.6 machine finale

- **Partie torsion**

Pour la transmission de puissance, nous avons opté pour une fixation directe du moteur : Elle contient un roulement pour que le fourreau puisse tourner. Le porte-moteur comprend un roulement à deux rangées de billes et un circlips :

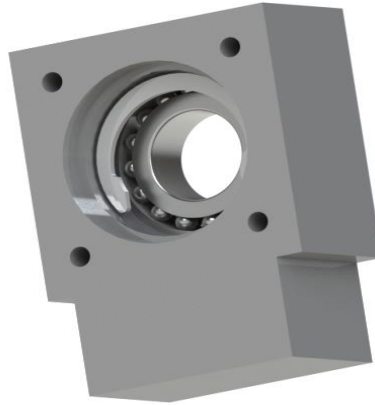


Figure 3.7 Porte Moteur

Notons que le roulement de la fixation à disposition est du type 5206 possédant les caractéristiques suivantes [cat SKF] :

Diamètre d'alésage d	30 mm
Largeur B	24 mm
Diamètre extérieur D	61.5 mm
Masse	0.3 Kg

Tableau 7 Caractéristiques de roulement de fixation 5206

Comme nous sommes dans le cas d'une étude de torsion alternée, il est indispensable de fixer un coté de la machine appelé coté fixe, comprenant des éléments en commun avec le coté moteur :

- Les fourreaux contenant des pinces de serrage pour serrer l'éprouvette, avec des écrous à l'extérieur pour maintenir la pince à l'intérieur du fourreau :

Le fourreau coté fixe correspond à :

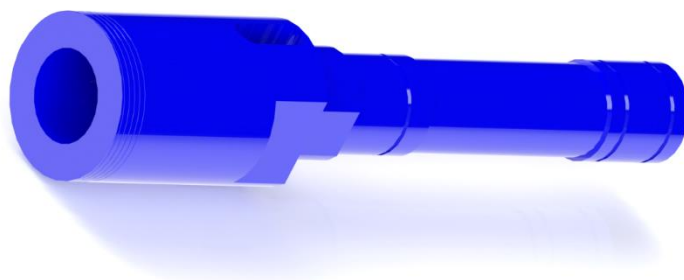


Figure 3.8 Fourreau coté fixe

Le fourreau coté moteur correspond à :

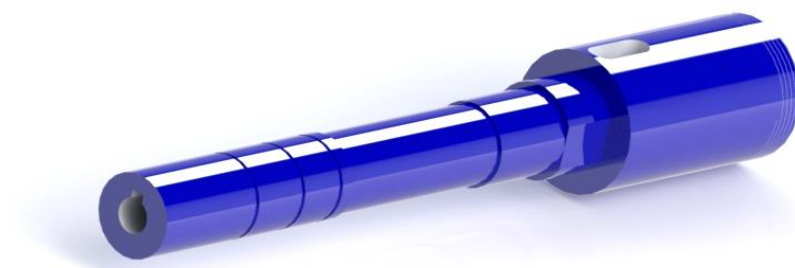


Figure 3.9 Fourreau coté moteur

- Les paliers, nous en avons deux types, l'un fixe l'autre mobile comprenant les deux des roulements rotules et des circlips pour serrer la bague extérieure du roulement :

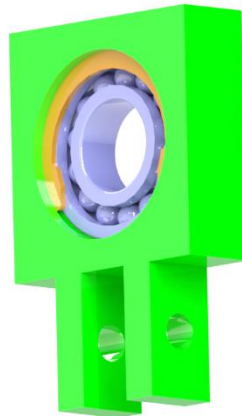


Figure 3.10 Palier mobile pour chargement

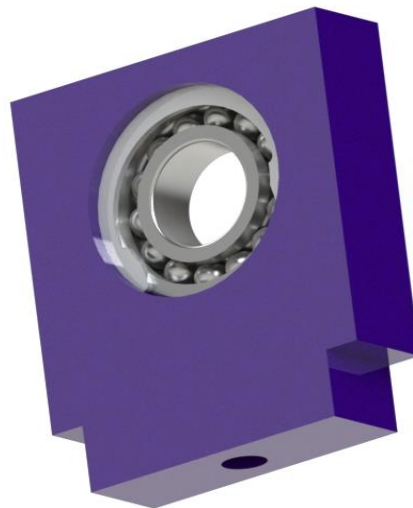


Figure 3.11 Palier fixe

Notons que les paliers fixes sont attachés à des brides à l'aide de boulons et que les paliers mobiles sont attachés au système de chargement.

Pour empêcher le fourreau coté fixe de tourner, nous avons placé une pièce en U de la forme suivante :

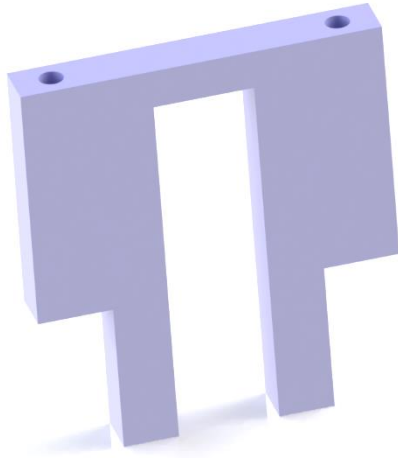


Figure 3.12 Pièce en U

Nous avons également pris la décision d'usiner des languettes pour assurer la co-axialité et une liaison en translation au niveau des paliers et du porte-moteur.

Enfin pour équilibrer le poids du moteur coté mobile et du coté fixe, nous avons placé des masses d'équilibre de 3.82 Kg et 3.30 Kg.

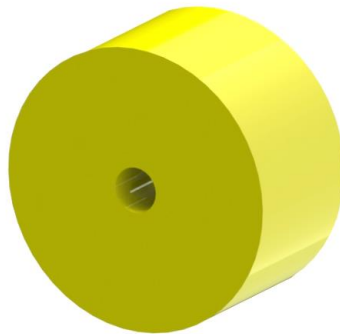


Figure 3.13 Masse d'équilibre coté fixe

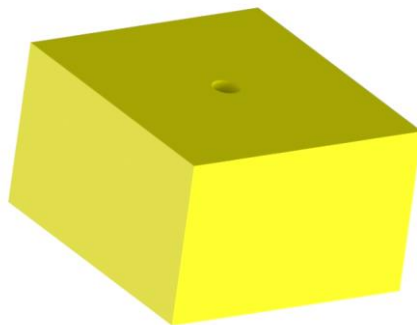


Figure 3.14 Masse équilibre coté moteur

- **Partie Flexion**

Dans la partie flexion, nous avons une pièce en T de la forme suivante :



Figure 3.15 Pièce en T

Nous avons par la suite accroché cette pièce à une barre rectangulaire de 1400 mm

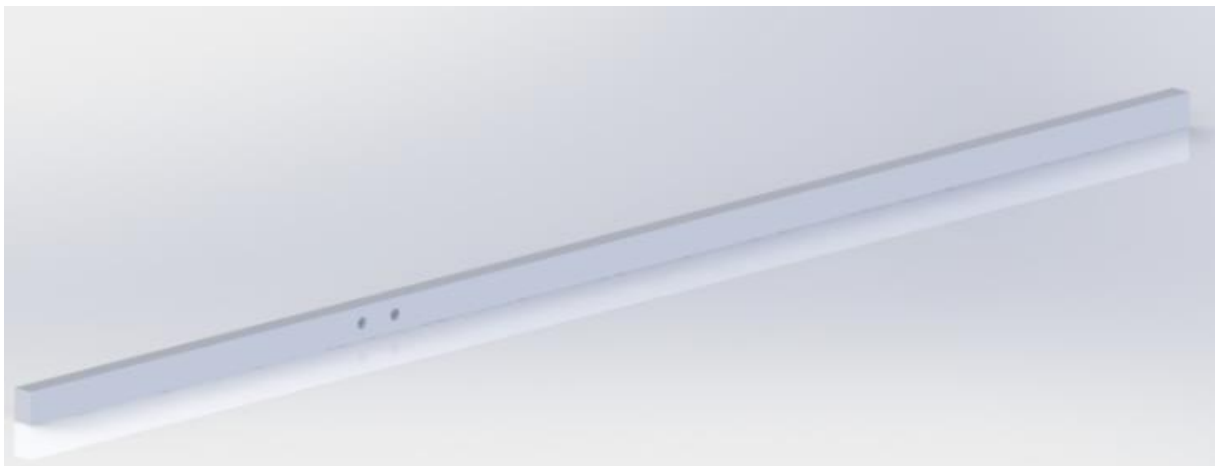


Figure 3.16 barre de chargement

Sur cette barre nous avons disposé une masse coulissante de 6 Kg pour pouvoir jouer sur le moment fléchissant qui s'applique sur l'éprouvette grâce au déplacement de la masse. On retrouve également au sein de cette barre un contre poids de 12 Kg.

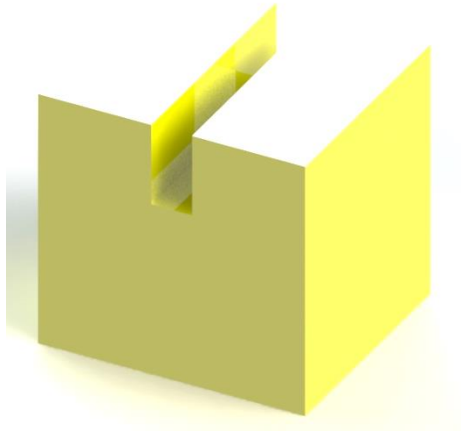


Figure 3.17 Masse d'équilibre 6 Kg

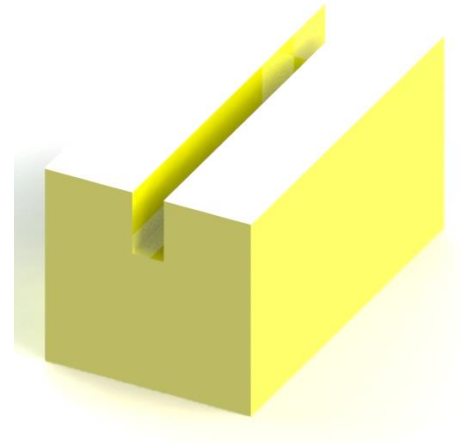
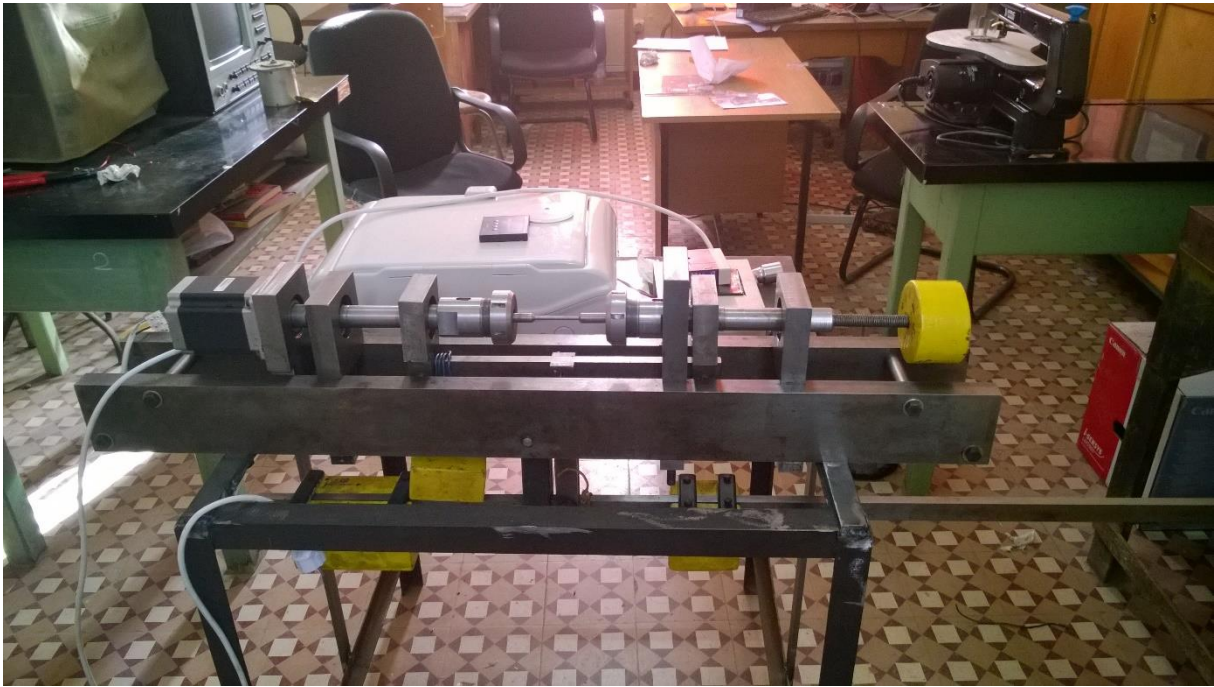


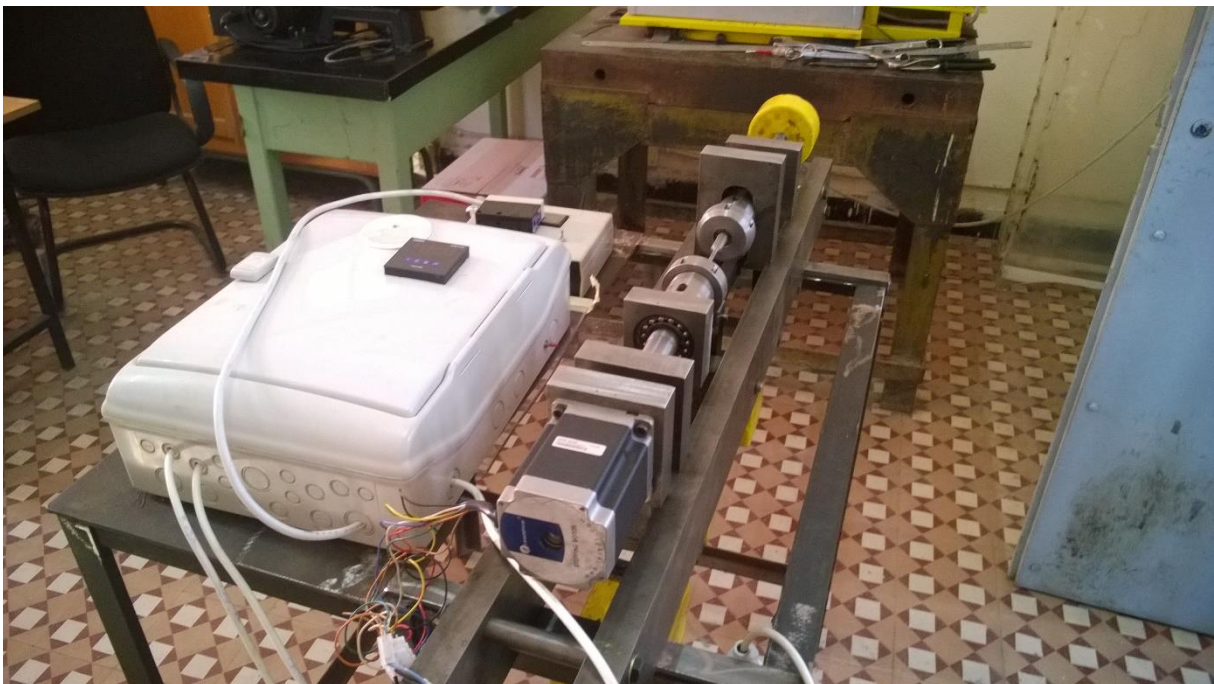
Figure 3.18 Masse d'équilibre 12 Kg

Une fois la conception finalisée, nous avons réalisé notre machine de fatigue illustrée dans la figure ci-dessous :



Machine de fatigue

Voici d'autres illustrations de la machine de fatigue sous différents angles :

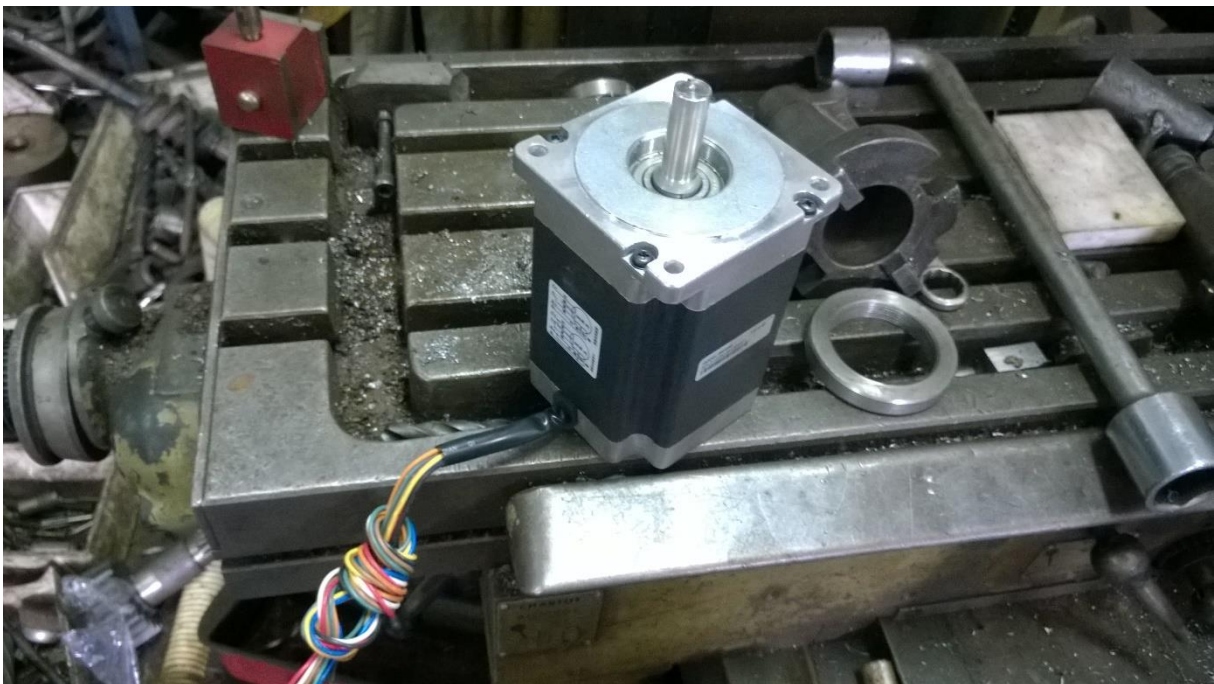


Machine de fatigue : Vue coté moteur



Machine de fatigue : Vue coté fixe

Le moteur pas à pas que nous avons utilisé est représenté ci-dessous :



Moteur pas à pas

Le fourreau coté fixe, les paliers mobile et fixe et la masse d'équilibre sont représentés ci-dessous :



Fourreau coté fixe + Palier mobile + Palier fixe + Masse d'équilibre 3.30 Kg

Le fourreau coté moteur, les paliers mobile et fixe, le porte moteur sont représentés ci-dessous :



Fourreau coté moteur + Porte moteur + Palier mobile + Palier fixe

Conclusion générale

La prévision et la durée de vie en fatigue des matériaux est un thème de plus en plus exploré, avec des problèmes scientifiques établies et des enjeux industriels potentiellement importants.

Ce projet de fin d'études a porté sur la conception d'une machine de fatigue en torsion alternée couplée à la flexion plane, permettant de réaliser des essais de fatigue sur des éprouvettes.

La première démarche de notre travail a consisté en une étude bibliographique autour de la fatigue pour introduire le phénomène.

Par la suite est venue la phase de la créativité et de l'imagination de notre machine. Plusieurs pistes ont été suivies et différentes machines ont été modélisés géométriquement à l'aide du logiciel SolidWorks.

Nous avons fini par adopter une solution finale en s'appuyant sur plusieurs critères comme le cout, le temps d'usinage et l'esthétique. A titre d'exemple, pour la transmission de puissance, nous avons préféré la fixation directe du moteur au fourreau.

Pour terminer nous avons effectué un calcul mécanique pour déterminer le rayon de l'éprouvette qui satisfait le critère de Van mises, la masse du contrepoids et présentés les mises en plan des différents éléments au niveau des annexes.

Ce travail est le fruit de beaucoup de patience et de persévérance. Comme perspective, nous pensons qu'il serait intéressant de mettre cette machine à la disposition des étudiants de L'Ecole Nationale Polytechnique dans le cadre de travaux pratiques afin mettre en avant cette discipline qu'est la fatigue.

Bibliographie

- [ABD 12] ABDELLAOUI Zouhir, Conception d'un banc d'essai pour des tests et fatigue sous corrosion sur plusieurs éprouvettes simultanément. Projet de fin d'études ENP 2012
- [ATO 97] http://www.atomer.fr/1/1_dimensions-eprouvettes-essais-de-traction.html
- [BAT 08] BATHIAS, C., PINEAU, A. Fatigue des matériaux et des structures, vol.1.
- [BAT 2 08] BATHIAS, C., PINEAU, A. Fatigue des matériaux et des structures, vol.2.
- [BOU BM 5600] Techniques de l'Ingénieur, Transmission de puissance BM5600
- [BOU 94] El Hachemi Boulanouar, Karim Lahlah Conception et réalisation d'une machine d'essai de fatigue a flexion rotative1994
- [BOU 13] BOUMARAF Intisar NADIR Issam Etude et conception d'une machine de fatigue sous corrosion en flexion plane pour multi-éprouvettes projet de fin d'étude – ENP 2013
- [BRA 09] M. Brahimi Essais De Fatigue Par Flexion Rotative Sur Eprouvettes Avec Double-Entailles Parallèles projet de fin d'étude – ENP 2009
- [EIVDcour] Ecole d'ingénieurs du canton de Yaud L'électricité au service des machines Moteur pas à pas <http://briecroblin.free.fr/>
- [FAH FAHRION]catalogue Pinces de serrage
- [FAlex 07] F. Alexandre, thèse ENSMP, 2007
- [GON 03] Gonnet Résistance Des Matériaux torsion– cours RDM 2003
- [GON 03] Gonnet Résistance Des Matériaux flexion– cours RDM 2003
- [HEN 05] Fatigue des structures. Endurance, critères de dimensionnement, propagation des fissures, rupture.
- [LU BM5043] Techniques de l'ingénieur, Fatigue des alliages ferreux - Facteurs d'influence - Dimension ou effet d'échelleBM5043
- [LUC 07] Philippe lucidarme Transmission de puissance-cours 2007 <http://5lair.free.fr/Teachings/>
- [MAT cours] Transmission de puissance, science de l'ingénieur - cour <http://christophe.matter.free.fr/>
- [MAU 95] J.-C. Mauclerc, Y. Aubert, A. Domenech Guide du technicien en électrotechnique, édition Hachette Technique, 1995.
- [MEC 96] Mecheri Djamel, Etude du facteur de sensibilité a l'entaille par un modèle utilisant le gradient de contrainte, Etude expérimentale et numérique. Magister ENP1996
- [NIH 81] Nihei M., Sasaki E., Kanad M. and Inagaki M., "Statistical Analysis on Fatigue Strength of Arc-Welded Joints Using Covered Electrodes Under Various Welding Conditions

With Particular Attention to toe Shape", Transactions of National Research Institute for Metals, 23, N°. 1, (1981).http://campus-douai.gemtech.fr/file.php/266/fatigue20101001/co/Cours6_1_1.html

[OGU 04] Patrice Oguic - Moteurs pas-à-pas et PC Broché– 2004 2eme ed

[RAB M4170] Techniques de l'Ingénieur, traité Matériaux métalliques M 4 170

[RDM cours]<http://rdm-tct.e-monsite.com/pages/cours-rdm.html>

[SKF] Catalogue SKF

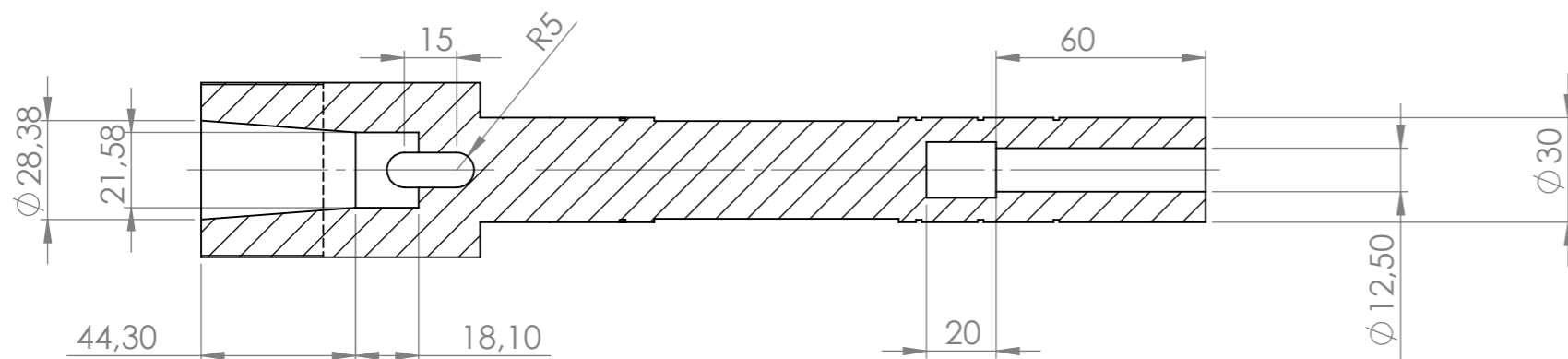
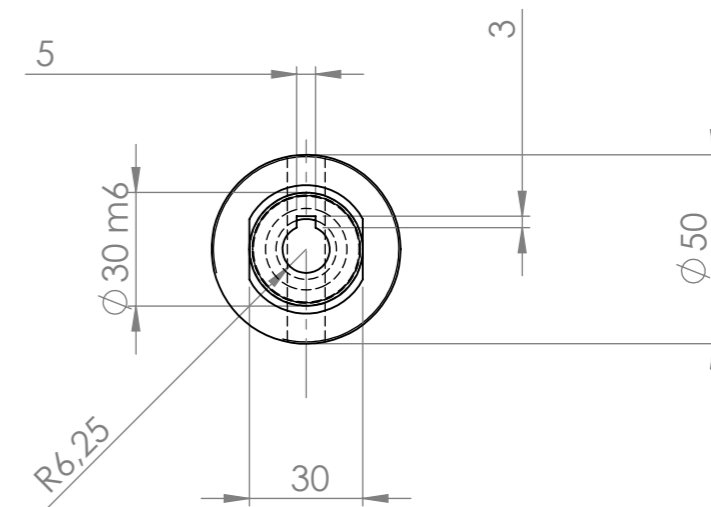
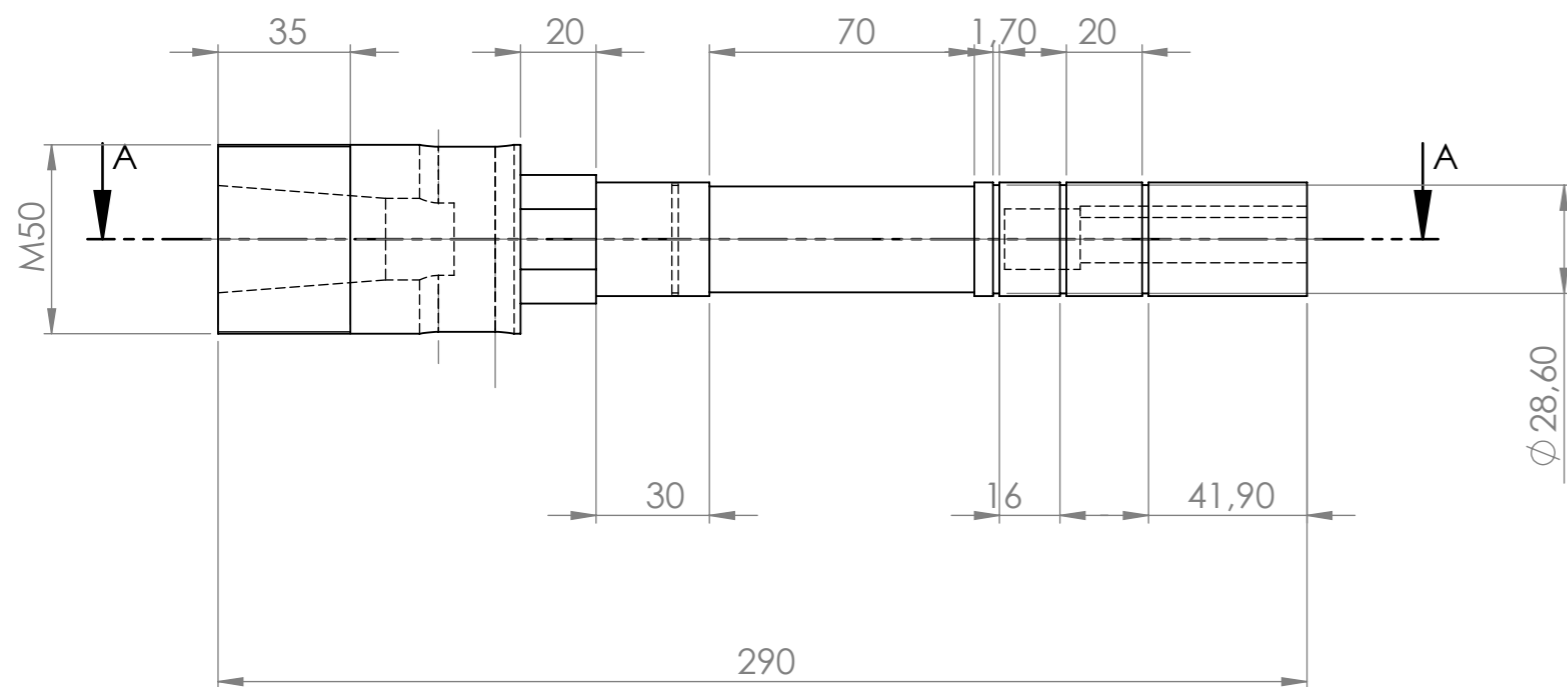
[TAR cour] Samuel Tardieu Action en robotique, École Nationale Supérieure des Télécommunications

[Tec 12]www.technologuepro.com/resistance-des.../chapitre-5-torsion-simple.pdf


[THO 14] Elric THOMAS Transmission de puissance cours 2014

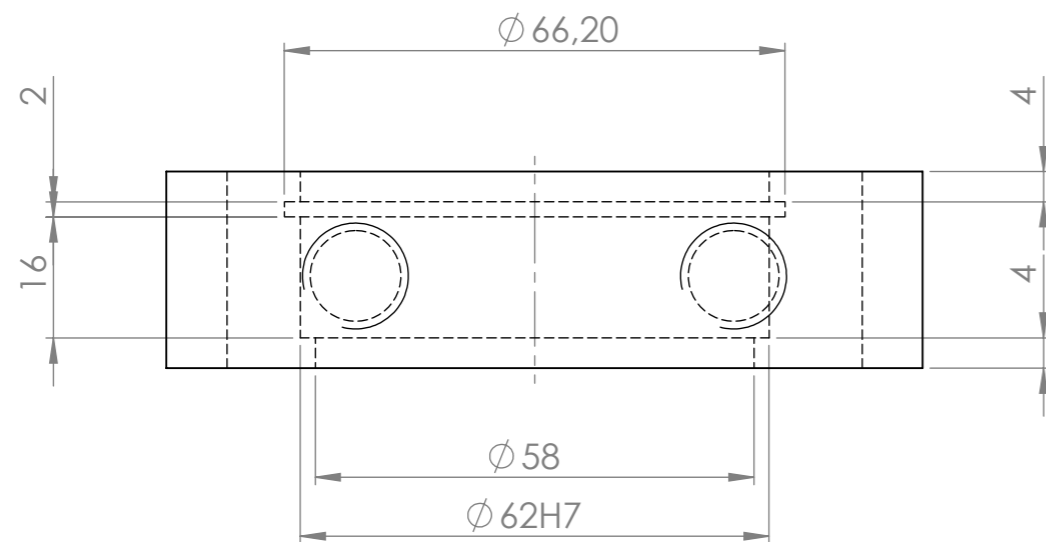
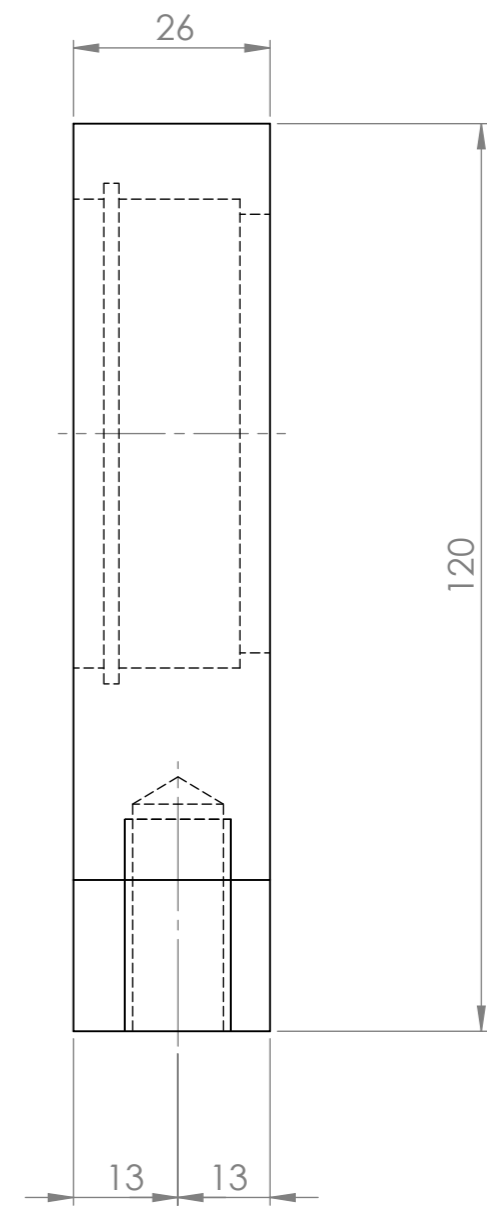
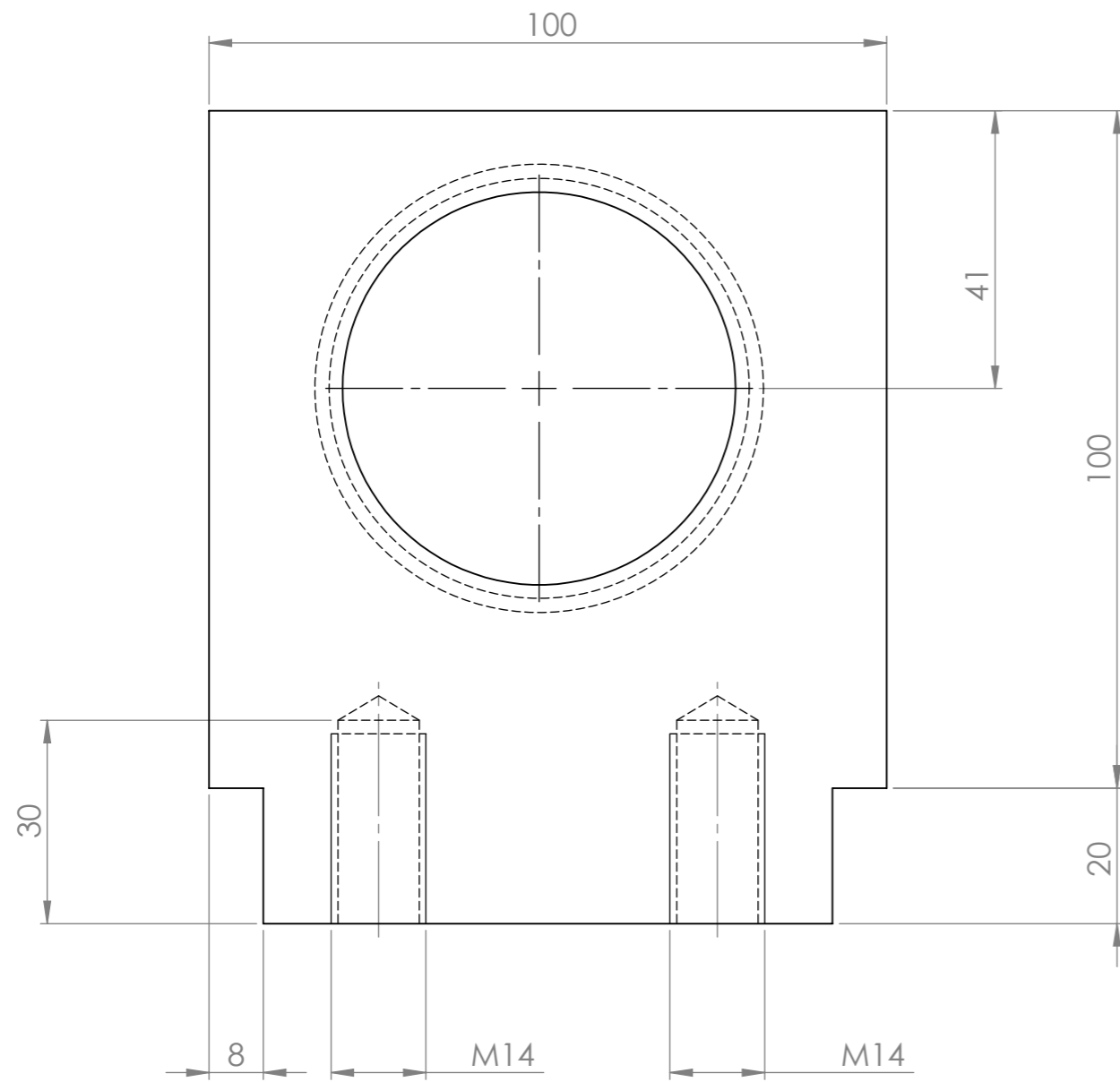
[YVR 99] Gerard Yvraut ,Les Moteurs Pas a Pas, Séminaire Bellegarde 99

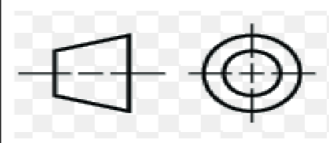
ANNEXES

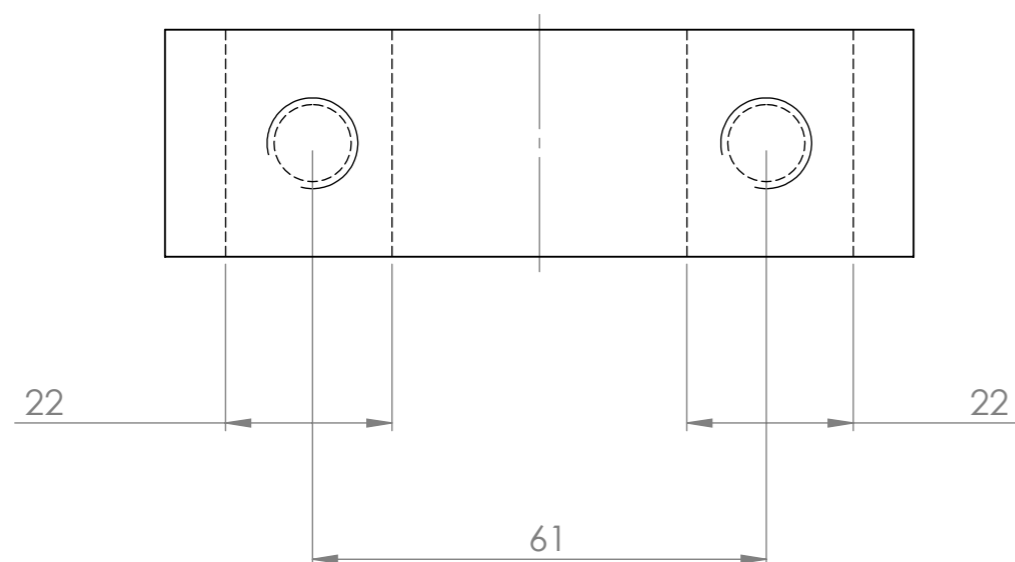
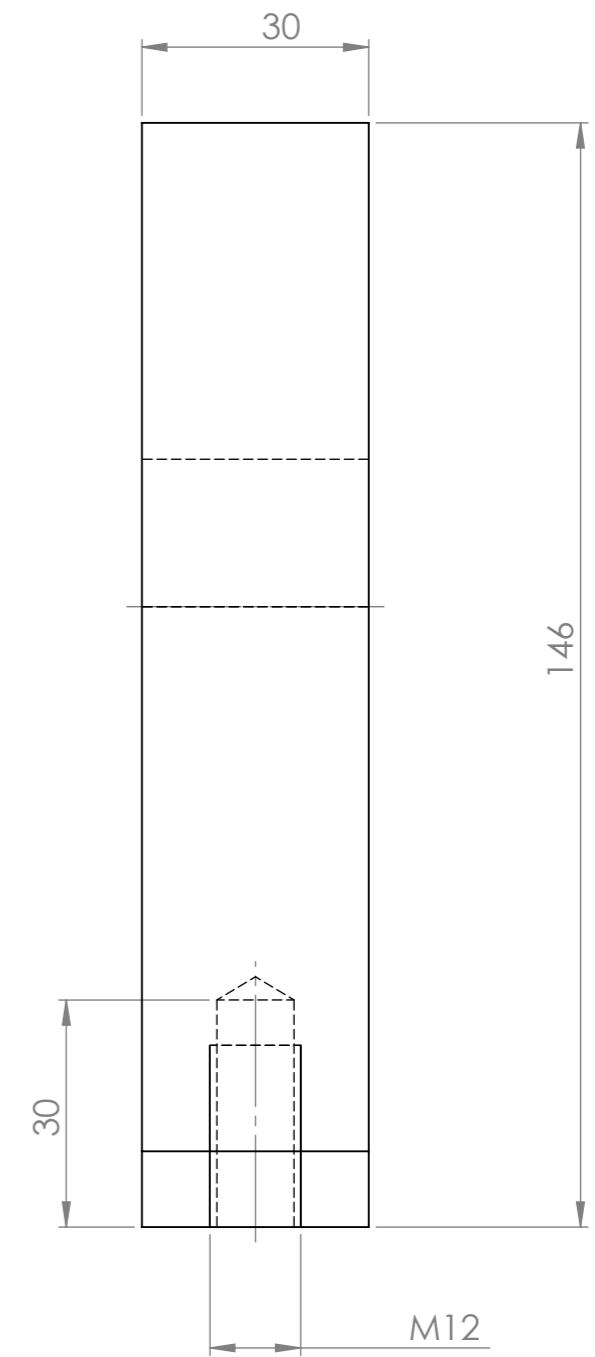
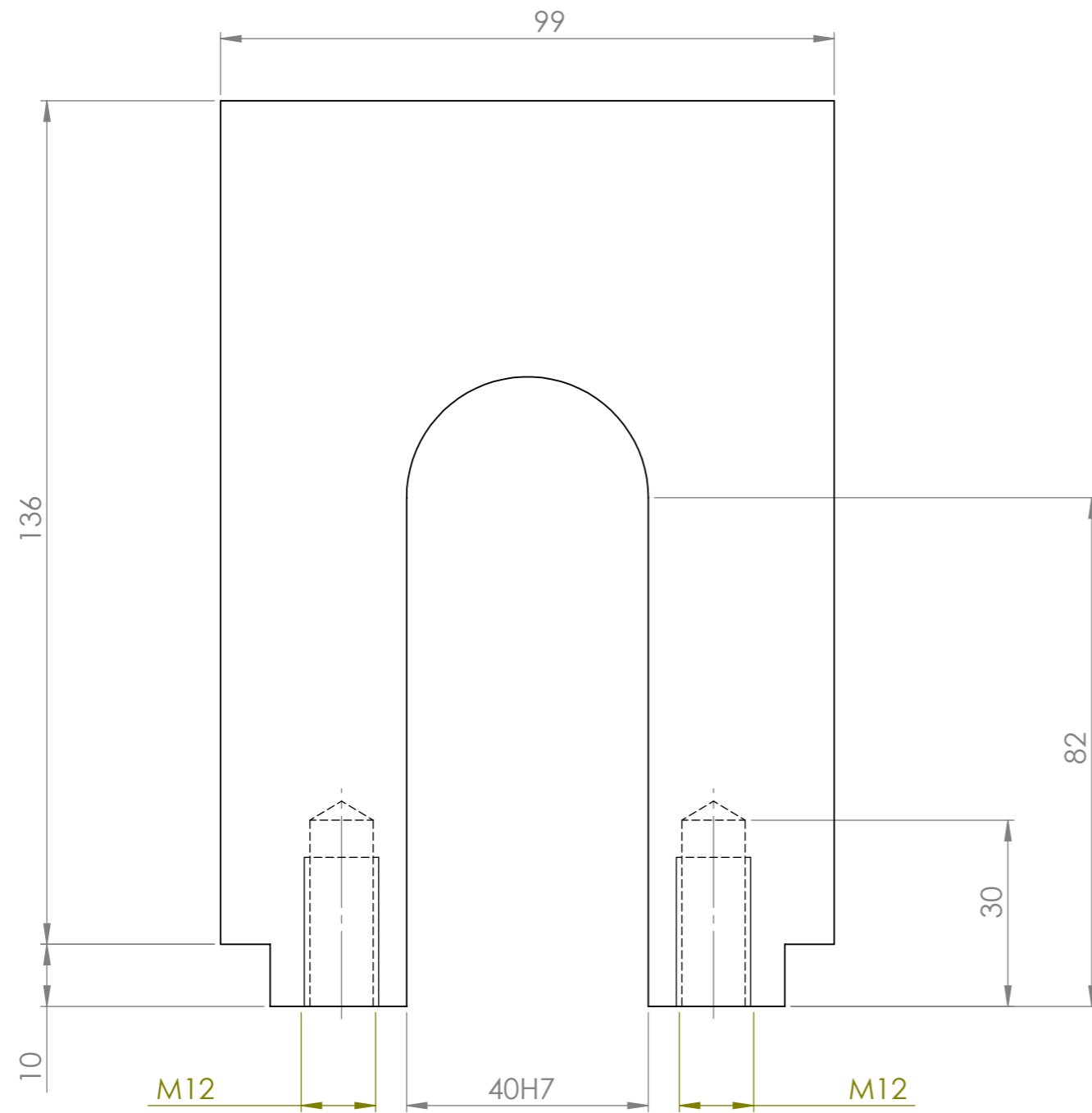


COUPE A-A
ECHELLE 1 : 2

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			E.N.P G.MECANIQUE
ECHELLE		FOURREAU COTE	
1:2		MOTEUR	
ETUDIANT	HADID	TOLERANCE GENERALE : 0.1	
ETUDIANT	HADJBOUZID		
PROMOTEUR	BELKACEMI		
PROMOTEUR	GUERGUEB		



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			E.N.P G.MECANIQUE
ECHELLE		PALIER FIXE	
1:1			
ETUDIANT	HADID	TOLERANCE GENERALE : 0.1	
ETUDIANT	HADJBOUZID		
PROMOTEUR	BELKACEMI		
PROMOTEUR	GUERGUEB		



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			E.N.P G.MECANIQUE
ECHELLE		PIECE EN	
1:1		U	
ETUDIANT	HADID	TOLERANCE GENERALE : 0.1	
ETUDIANT	HADJBOUZID		
PROMOTEUR	BELKACEMI		
PROMOTEUR	GUERGUEB		