

**RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE**  
**MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR**  
**ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE**

**UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA**  
**FACULTÉ DE TECHNOLOGIE**  
**DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE**

MEMOIRE

PRÉSENTÉ POUR L'OBTENTION DU DIPLÔME DE  
**MASTER**

FILIÈRE : GÉNIE MÉCANIQUE

SPÉCIALITÉ : CONSTRUCTION MÉCANIQUE

PAR :

**OUTAMAZIRT AHMED**

**KADRI LYNDA**

**Thème**

---

**Etude et conception d'un treuil pour un**  
**Sardinier**

---

Soutenu le 05/10/2021 devant le jury composé de:

Mme : ADJOUADI Noura

Président

Mr : HADJOU Madjid

Rapporteur

Mr : OURARI Kamel

Examineur

ANNÉE UNIVERSITAIRE 2020-2021

# ***Remerciement***

**En premier lieu, nous tenons à remercier Dieu, notre créateur pour nous avoir donné la force pour accomplir ce travail.**

**Nous tenons à remercier Mr HADJOU Madjid notre promoteur pour son grand soutien et ses conseils considérables.**

**Nous remercions également tous les professeurs du département de génie mécanique**

**Que toute personne ayant participé de près ou de loin à la réalisation de ce travail acceptent nos grands et sincères remerciements.**

## Table des matières

Chapitre I.....	1
Présentation de l'entreprise .....	1
I.1. Introduction : .....	2
I.2. Présentation de l'entreprise de réparation navale de Bejaïa :.....	3
I.3. Présentation des Senneurs ou sardiniers : .....	4
I.4. Présentation des sennes :.....	4
I.4.1. Déroulement du coup de senne.....	4
Figure : déroulement de la pêche avec les sennes.....	5
I.4.2. Avantages : .....	5
I.4.3. Inconvénients : .....	5
I.5. Les Filets : .....	6
I.6. Treuil du bateau :.....	7
I.6.1. Les différents types de treuils :.....	8
II. Éléments constituant d'un treuil pour bateau de pêche : .....	10
II.1.Introduction :.....	10
II.2. L'arbre : .....	10
II.2.1.Classification des arbres : .....	10
II.2.2. Dimensionnement d'un arbre : .....	11
II.2.2.1.Critère de résistance statique $\sigma_e$ : .....	12
II.3.Les brides :.....	13
II.3.1.Comment sont fabriquées les brides : .....	13
II.3.2.Les normes de références dans le secteur : .....	14
II.3.3.Les modèles des brides : .....	14
II.4.Les engrenages :.....	14
II.4.1.Les différents types d'engrenage : .....	15
II.4.2.Caractéristiques des engrenages coniques : .....	15
II.4.3.Efforts sur les dentures : .....	18
II.5.Les roulements : .....	19
II.5.1. Type de roulements :.....	19

II.5.2.Comment choisir un roulement :	19
II.5.3.Règle générale de montage des roulements :	20
II.5.5.Pourquoi choisir un roulement à rouleaux coniques :	21
II.5.5.1.Caractéristiques du roulement à rouleaux coniques :	22
II.5.5.2.Types de roulement à rouleaux coniques :	23
II.5.6.Dimensionnement des roulements :	24
II.5.6.1.Méthode de calcul en statique:	24
II.5.6.2. Méthode de calcul en dynamique :	25
II.6.Choix de poulie :	26
II.6.1.choix de matériau Pour les poulies :	27
II.7.Choix du matériau pour le châssis :	29
II.8. Les aciers qui entrent dans la fabrication des arbres, engrenage roulement et brides :	31
II.9.Choix du moteur :	34
II.9.1.Moteur hydraulique :	34
II.9.2.Types de moteurs :	34
II.9.3. Le rôle d'un moteur hydraulique :	34
II.9.4. Critères de sélection des moteurs hydrauliques :	34
II.9.5. Vitesse de rotation des moteurs hydrauliques :	35
II.9.6. Pression des moteurs hydrauliques :	35
II.9.7. Rendement des moteurs hydrauliques :	36
II.9.8.Critères généraux des moteurs hydrauliques	36
II.10.Choix et dimensionnement des liaisons par obstacle :	37
II.10.1.Les obstacles dans les liaisons arbre / moyeu :	37
II.10.1.1. Les critères de choix des obstacles:	37
II.10.2.Les clavettes :	38
II.10.3. Dimensionnement des clavettes :	39
II.11.Les assemblages filetés :	41
II.11.1.Introduction :	41
II.11.2.Les types d'assemblages filetés :	42
II.11.3.Caractéristiques technique des vis :	44
II.11.5.Les classes de qualité pour écrou :	45
II.11.6.Calcul de résistance :	45
II.11.7.Calcul de charge de l'assemblage par une force oblique à la surface de contact ne passant pas par son centre de gravité :	48

II.11.8.Charge de l'assemblage par un moment dans le plan de contact : .....	50
--	----

### Chapitre III

III.1. Caractérisation des pièces mécanique qui forme l'assemblage du treuil hydraulique: .....	53
III.2. Etude dynamique sur le système : .....	57
III.2.1. Introduction : [16] .....	58
III.2.2. Détermination de l'effort nécessaire pour la traction du filet : .....	58
III.3. Dimensionnement des composantes mécaniques du treuil : .....	62
III.3.1.Dimensionnement de l'arbre : .....	62
III.3.2. Dimensionnement de transmission de puissance par engrenages coniques a Denture droits : .....	69
III.3.2.1. Calcul des efforts sur les dentures : .....	75
III.3.2.2. Calcul du couple pour l'arbre 1 : .....	77
III.3.3. Dimensionnement des clavettes : .....	77
III.3.3.1. Effort exercé par le moyeu: .....	77
III.3.4. Calcul et choix des roulements : .....	79
III.3.4.1. Durée de vie des roulements : .....	80
c). La durée de vie : .....	81
III.3.5. Dimensionnement des boulons : .....	82
III.3.5.1. Calcul des boulons soumis à une charge de traction : .....	82
III.3.5.2 Calcul des boulons pour l'assemblage arbre-couronne : .....	85
III.4. Lubrification de treuil : .....	87
III.4.1. Moyens de lubrification : .....	88
III.4.2. Les graisse : .....	88
III.4.3. la lubrification des roulements: .....	88
III.4.4. Méthodes de lubrification : .....	89
III.4.5. La lubrification des engrenages : .....	89
III.5. Etude de mouvement et simulation de l'arbre avec solidworks .....	90
CONCLUSION .....	94



## Liste de figures :

➤ <b>Figure I.1 :</b> structure de l'entreprise.....	03
➤ <b>Figures I.2 :</b> Senneur.....	04
➤ <b>Figure I.3 :</b> déroulement de la pêche avec les sennes.....	05
➤ <b>Figure I.4:</b> les filets .....	06
➤ <b>Figure I.5:</b> treuil d'un bateau de pêche.....	07
➤ <b>Figure II.1 :</b> un arbre .....	10
➤ <b>Figure II.2 :</b> bride.....	14
➤ <b>Figure II.3 :</b> types d'engrenages.....	15
➤ <b>Figure II.4:</b> caractéristiques géométriques d'un engrenage conique .....	15
➤ <b>Figure II 5 :</b> engrenages coniques a dentures droites.....	16
➤ <b>Figure II 6 :</b> représentation des efforts sur les engrenages coniques droits .....	18
➤ <b>Figure II 7 :</b> type de roulements.....	19
➤ <b>Figure II.8:</b> montage des roulements .....	20
➤ <b>Figure II.9 :</b> types de montage.....	20
➤ <b>Figure II.10:</b> un roulement à rouleaux coniques.....	22
➤ <b>Figure II.11:</b> caractéristique d'un roulement à rouleau conique.....	23
➤ <b>Figure II.12 :</b> roulement à rouleaux coniques à deux rangées.....	23
➤ <b>Figure II.13:</b> roulement à rouleaux coniques à une rangé .....	23
➤ <b>Figure II.14 :</b> une poulie.....	27
➤ <b>Figure II.15 :</b> le châssis.....	29
➤ <b>Figure II.16 :</b> Moteur hydraulique.....	37
➤ <b>Figure II.17:</b> une clavette .....	38
➤ <b>Figure II.18 :</b> caractéristique d'une clavette.....	38
➤ <b>Figure II.19:</b> Joint boulonné.....	42
➤ <b>Figure II.20:</b> Joint vissé.....	43
➤ <b>Figure II.21:</b> Joint goujonné.....	43
➤ <b>Figure II.22 :</b> Caractéristiques techniques d'une vis H.....	44
➤ <b>Figure II.23 :</b> Indication de la classe de qualité d'une vis.....	45
➤ <b>Figure II.24 :</b> Assemblage boulonné soumis à un effort de traction.....	46
➤ <b>Figure II.25 :</b> Assemblage boulonné soumis à un effort transversal.....	47
➤ <b>Figure II.26 :</b> représentation des forces.....	48
➤ <b>Figure II.27:</b> Représentation.....	50
➤ <b>Figure III.1:</b> vue de coupe détaillée.....	53
➤ <b>Figure III.2:</b> Nomenclature .....	54
➤ <b>Figure III.3:</b> Nomenclature.....	55
➤ <b>Figure III.4:</b> Nomenclature.....	56
➤ <b>Figure III.5 :</b> les forces agissantes sur le système.....	57
➤ <b>Figure III.6</b> les forces appliquées.....	59
➤ <b>Figure III.7 :</b> les efforts appliqués sur l'arbre.....	63

➤ <b>Figure III.8</b> : couple conique à denture droite.....	69
➤ <b>Figure III.9</b> : les cotes et les dimensions du couple.....	69
➤ <b>Figure III.10</b> : catalogue des roulements de type SKF.....	79
➤ <b>Figure III.11</b> : les charges sur les boulons.....	82
➤ <b>Figure III.12</b> : répartition des boulons sur l'arbre et la couronne.....	85
➤ <b>Figure III.13</b> : les charges sur les boulons.....	86
➤ <b>Figure III.14</b> : arbre.....	90
➤ <b>Figure III.15</b> : étude statique contrainte nodale.....	91
➤ <b>Figure III.16</b> : déplacement statique.....	91
➤ <b>Figure III.17</b> : déformation statique.....	92
➤ <b>Figure III.18</b> : vitesse angulaire.....	92
➤ <b>Figure III.19</b> : couple moteur.....	93
➤ <b>Figure III.20</b> : consommation de puissance.....	93

#### **Liste des tableaux :**

➤ <b>Tableau II.1</b> : .....	17
➤ <b>Tableau II.2</b> : .....	28
➤ <b>Tableau II.3</b> : .....	29
➤ <b>Tableau II.4</b> : .....	32
➤ <b>Tableau II.5</b> : .....	33
➤ <b>Tableau III.1</b> :.....	74

#### **Annexe :**

➤ <b>Tableau 1</b> : principale tolérances (IT) ISO.....	97
➤ <b>Tableau 2</b> : Ajustements usuels recommandés: Système de l'alésage normal.....	98
➤ <b>Tableau 3</b> : Extraits de tolérances ISO pour alésages ou contenants.....	98
➤ <b>Tableau 4</b> : Extraits de tolérances ISO pour arbres ou contenus.....	99
➤ <b>Tableau 5</b> : ajustement usuels des roulements.....	101
➤ <b>Tableau 6</b> : Choix des tolérances géométriques.....	101
➤ <b>Tableau 7</b> : Tolérance des clavettes.....	102
➤ <b>Tableau 8</b> : Les principales dimensions normalisées des clavettes parallèles .....	102
➤ <b>Tableau 9</b> : Longueur minimale d'implantation des matériaux dur et tendre.....	102
➤ <b>Tableau 10</b> : Valeurs nominales des couples de serrage pour vis de qualité 8.8 (NF E25 030).....	103

# **Chapitre I**

## **Présentation de l'entreprise**

### I.1. Introduction :

Bien avant que la révolution industrielle et mécanique connait son évolution les marins et les pêcheurs fournissent tellement d'efforts dans leurs activités avec un taux de risque important contrairement au rendement, donc c'est l'impact essentiel qui a poussé l'homme à chercher des solutions afin d'améliorer la situation en grand avantage et minimiser les risques tout en récoltant un rendement satisfaisant. Au sein du port de Bejaia une entreprise de maintenance navale a eu l'idée de réaliser un besoin sur lequel la demande est importante et qui s'agit d'un treuil à cabestan pour les bateaux sardinier dont le type de pêche à senne coulissante. Dans le cadre de notre projet de fin d'études la direction de cette entreprise de maintenance navale nous a sollicités pour faire l'étude de conception et dimensionnement de ce treuil qui équipera les bateaux de pêche de type sardinier. Notre travail consiste donc à faire l'étude et la conception de ce treuil ainsi que le dimensionnement des différents éléments qu'ils le composent. Le présent mémoire est composé de trois chapitres principaux : Chapitre1: (présentation de l'entreprise), Chapitre 2:(Partie théorique: Eléments théorique de dimensionnement des composants de machine) Chapitre 3: (Partie pratique : Etude de conception du treuil et son dimensionnement).

### I.2. Présentation de l'entreprise de réparation navale de Bejaïa :

Depuis sa création en 1991, la société a réalisé plus de trois mille (3500) interventions à travers différentes unités de la SNTM/CNAN, HYPROC, NOLIS SPA, entreprises portuaires, navires étrangers, stations terrestres et bateaux de pêche. Toutes les opérations effectuées à ce jour ont été supervisées et expertisées à la satisfaction des bureaux de classification, agréés en matière de réglementation maritime internationale et industrielle à savoir : « VERITAS, GL, LLOYD REGISTER... »

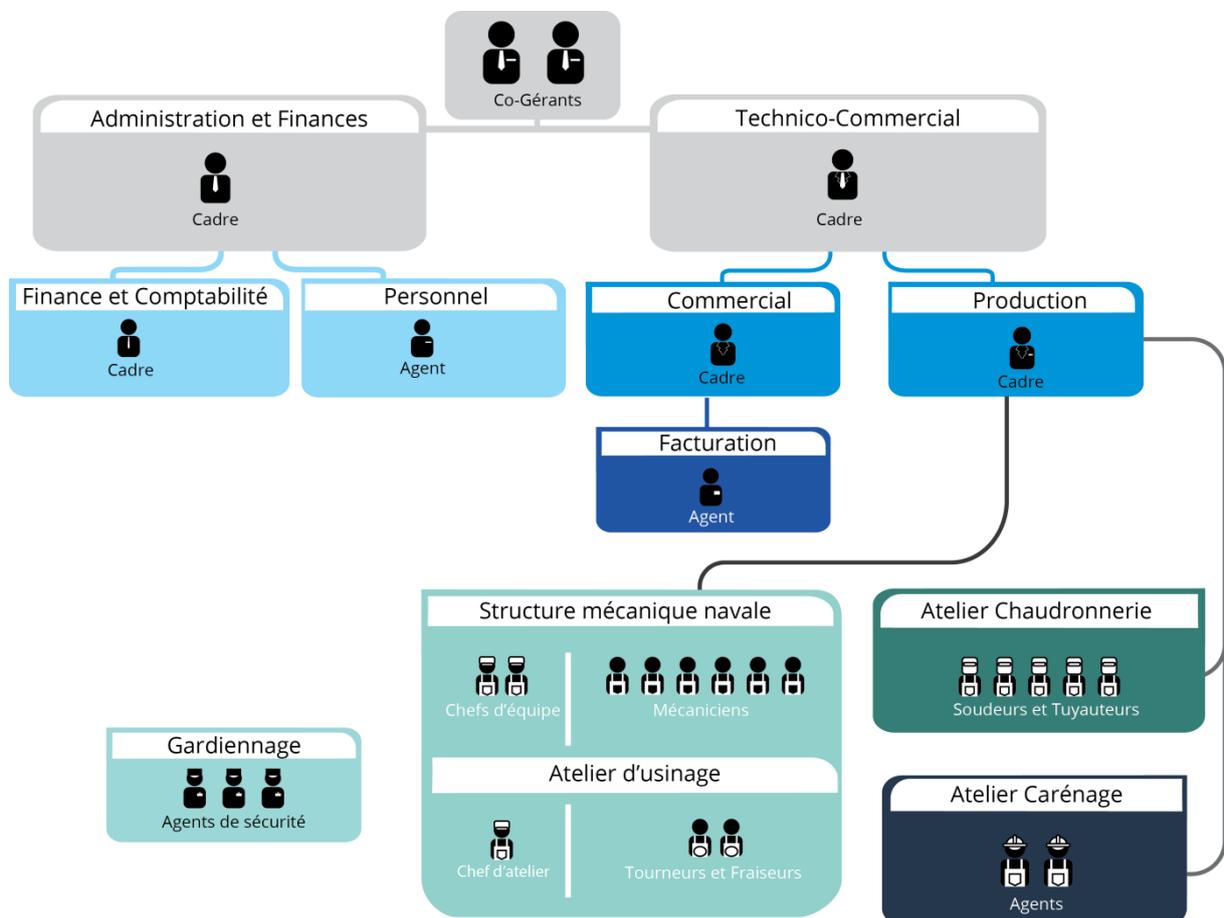


Figure I.1 : structure de l'entreprise

### I.3. Présentation des Senneurs ou sardiniers :

Le senneur est un navire de pêche de taille et de puissance plus modeste, conçu pour la pêche à la senne, il est destiné à la capture des espèces pélagiques ou de surface, ces espèces appelées également « poissons bleus » représentées principalement par la sardine, l'anchois, l'allache, la bonite, le maquereau et les thonidés



**Figures I.2 : Senneur**

### I.4. Présentation des sennes :

La senne est un filet circulaire de plus de 200 à 1500 m de longueur et de 30 à 200 m de profondeur déployé par les bateaux senneurs autour d'un banc petits pélagiques (Sardine, anchois, etc.) Ou de thons pour l'encercler et le capturer.

#### I.4.1. Déroulement du coup de senne :

Les sennes sont des engins marins qui ne restent pas dans l'eau. Leur stratégie consiste en trois principales opérations :

- a) Le repérage du banc de poissons et/ou le moment favorable de la marine (pour les sennes tirées « à terre »).

- b) Le déploiement de la senne « encerclement du banc de poisson visualisé ou présumé ».
- c) L'opération de « virage » qui consiste à rapporter les prises en réduisant le filet.

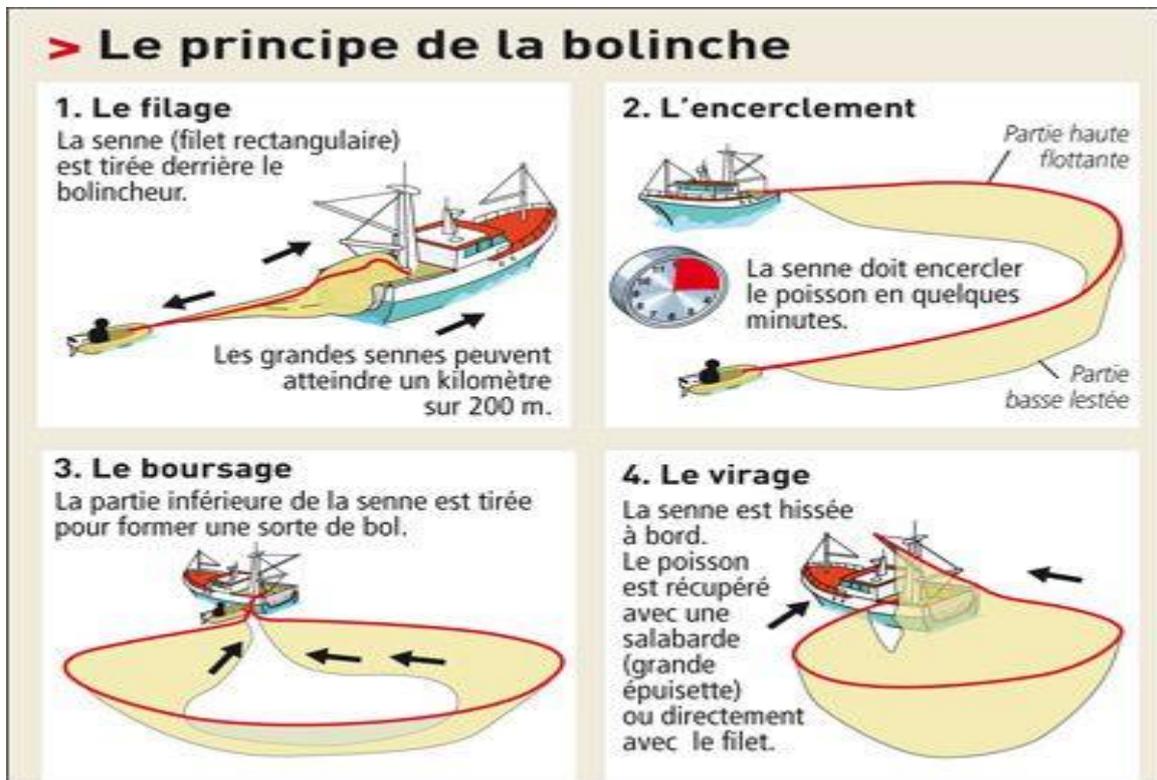


Figure I.3 : déroulement de la pêche avec les sennes

### I.4.2. Avantages :

- Les sennes sont en général sélectives, alors que le maillage utilisé est de petite dimension. La sélectivité est due au comportement en bancs des espèces pélagiques recherchées, qui sont le plus souvent homogènes.
- Le poisson est ramené le long du bord. Cette technique permet donc de ramener à bord, avant traitement, un poisson d'excellente qualité.
- Opérant en surface, les sennes n'ont pas d'impact sur les habitats marins

### I.4.3. Inconvénients :

- Cette technique ne peut pas être utilisée par mauvais temps, les opérations de halage du filet à bord étant trop compliquées en raison de la quantité très importante de filet utilisée dans les sennes.
- Elle ne peut être pratiquée que sur les espèces pélagiques.

- Dans certaines pêcheries les opérations de pêche peuvent être interrompues juste avant que le poisson ne soit ramené à bord, la composition des captures s'avérant décevante.

### I.5. Les Filets :

Les filets, composés de mailles, sont de deux types: les filets maillants et les filets trémails. Le filet maillant est composé de mailles formant un rideau vertical rectangulaire déposé par le bateau de pêche. Pour que le filet reste en position verticale dans la mer, des flotteurs et des plombs sont fixés à intervalles réguliers, respectivement sur la ralingue supérieure (ligne de flottaison, ligne de bouchons) et sur la ralingue inférieure (ligne de lest, ligne de plombs). Quelques fois, le filet est maintenu fixé au même endroit par des ancrs (filet calé). Autrement, il peut dériver lorsqu'il n'est pas retenu par un ancrage; les suivent les courants dominants (filet dérivant). Pour bien gagner sa vie, le pêcheur doit tirer le plus grand profit possible des prends. Il n'a à peu près pas de contrôle sur le nombre de poissons à sa disposition non plus que sur la demande pour son produit; son métier est de capturer le poisson. Pour cela, il lui faut un bon outillage, sans que ce dernier soit nécessairement le plus dispendieux. Cependant, l'équipement doit être sûr, efficace, fiable, durable et économique. La machinerie de pont aide le marin pêcheur à manipuler les filets et à transformer le poisson, Pour faciliter son travail et augmenter sa productivité, le pêcheur à besoin de machines. Les machines les plus utiles aux pêcheurs sont celles qui servent à manipuler les câbles. Parmi celles-ci, le treuil est la machine la plus commande. Chaque bateau de pêche commerciale, avec l'exception possible des petits bateaux côtiers, en possède un ou plusieurs. Il faut des modèles de treuils différents pour différentes méthodes de pêche

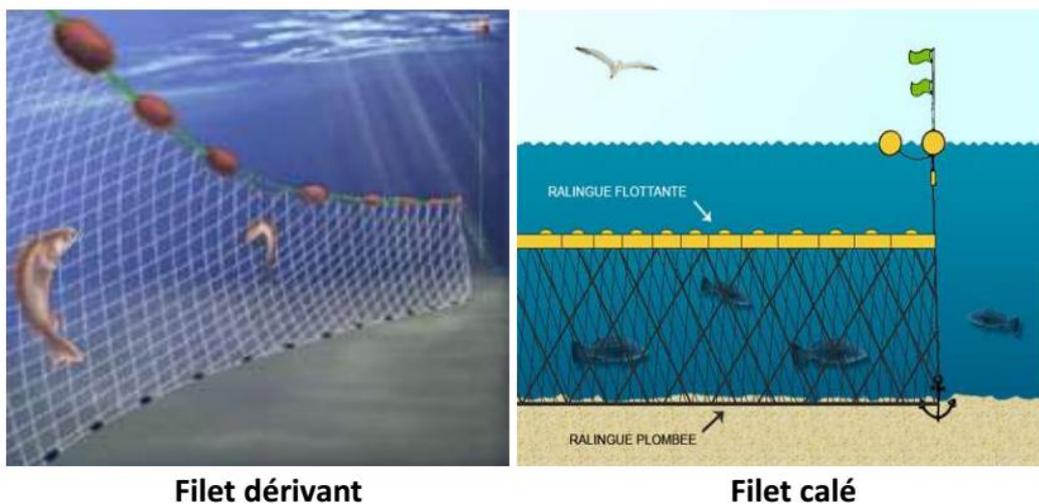
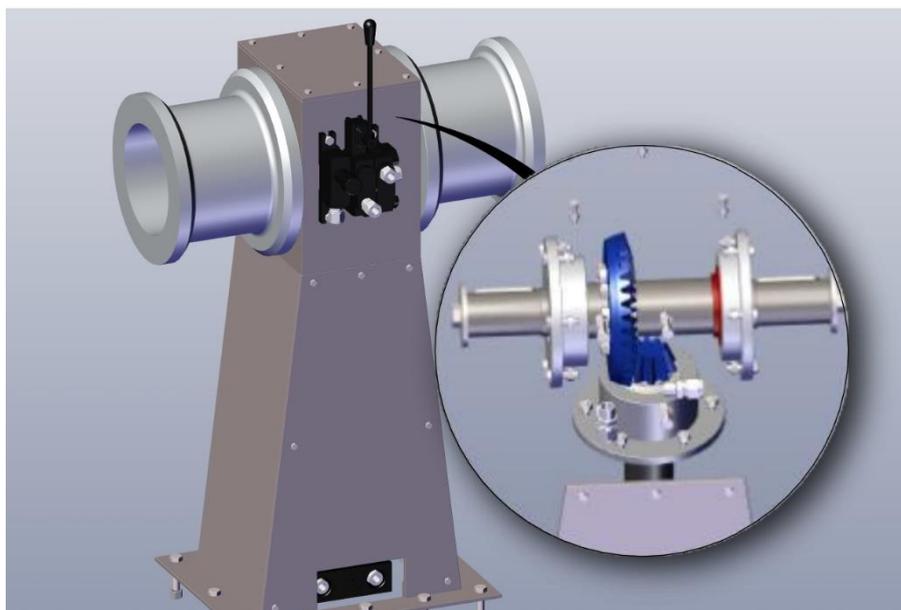


Figure I.4 : les filets

### I.6. Treuil du bateau :

Un treuil de bateau est un dispositif mécanique utilisé pour tirer ou relâcher ou ajuster la tension d'une corde ou d'un câble lors de certaines opérations telles que l'ancrage du bateau, l'amarrage du bateau, la traction du bateau hors de l'eau, le chargement et le déchargement de poids sur le bateau. Il existe différents types de treuils pour les bateaux, tels que les treuils pour voiliers, les treuils pour petits bateaux, les treuils pour yachts, les treuils pour maquettes de bateaux, les treuils pour barges, les treuils pour bateaux de pêche, les treuils pour remorqueurs, les treuils pour bateaux lourds, etc. En tant que treuil à voile, il peut tirer la corde pour lever les voiles ou la laisser sortir pour les abaisser, ce qui est plus rapide et plus efficace que de simplement tirer ou laisser sortir la corde à la main sans le treuil ; les guindeaux pour les très petits bateaux et yachts sont généralement très petits et fonctionnent à l'énergie humaine ou à batterie ; pour les bateaux de pêche, la corde reliée au filet est attachée à la bobine du treuil et le treuil est appliqué pour tirer le lourd filet hors de l'eau et sur le pont du bateau, le treuil utilisé sur les bateaux de pêche doit fonctionner rapidement ou bien pour assurer la rapidité et le succès des opérations de pêche pour les grands bateaux, des guindeaux marins de forte capacité nominale doivent être choisis pour répondre aux besoins.



**Figure I.5 :** treuil d'un bateau de pêche

### **I.6.1. Les différents types de treuils :**

#### **A. Le treuil électrique :**

Les treuils électriques sont connectables sur une batterie de voiture ou de camion (12V ou 24V), ou sur secteur (220V). Les treuils électriques ont une capacité supérieure au treuil mécanique pour un coût maîtrisé.

#### **B. Le treuil mécanique :**

Les treuils mécaniques sont entraînés par un moteur thermique et sont plus lourds et plus chers que les treuils électriques mais permettent un travail continu. Pour un véhicule, ils nécessitent une installation spécifique et ne sont pas transférables d'un véhicule à l'autre.

#### **C. Le treuil hydraulique :**

Les treuils hydrauliques sont reliés à un circuit hydraulique qui entraîne le tambour et ils offrent la disponibilité et la robustesse des treuils mécaniques.

#### **D. Le treuil manuel :**

Les treuils manuels sont les plus simples, ils ont une capacité de traction modeste - jusqu'à deux tonnes pour les plus gros et ils nécessitent un grand effort physique.

**Chapitre. II**  
**Eléments constituant d'un**  
**treuil pour bateaux de**  
**pêche :**

### II. Éléments constituant d'un treuil pour bateau de pêche :

#### II.1.Introduction :

Un produit mécanique est constitué d'un ensemble de pièces et composants, exploitées par un utilisateur pour accomplir une fonction d'usage. De tout forme un système mécanique qui peut être subdivisé en sous-systèmes. Chacun des sous-systèmes réalise une ou plusieurs fonctions pour produire globalement au niveau de l'ensemble une ou plusieurs fonctions d'usage ou de service à l'utilisateur. Dans le monde industriel un produit peut être soit très simple avec un nombre limité de pièces, soit très compliqué avec un grand nombre de sous-système et de composants. Pour notre machine elle s'agit d'un treuil pour bateau de pêche elle est constitué d'un arbre de transmission, poulie, engrenage, roulement et un moteur hydraulique.

#### II.2. L'arbre : [1]

Un arbre est un élément de machine, tournant ou fixe, supportant engrenages, poulies, pignons, etc. Il a généralement une géométrie de révolution. C'est le cas que l'on considère dans la suite. Il sert à transmettre une puissance, mais peut aussi servir positionner des éléments entre eux



Figure II.1 : un arbre

##### II.2.1.Classification des arbres : [1]

A cause de leurs formes et leurs fonctions on distingue :

- Arbre de transmission : transmet un couple, généralement d'un élément moteur vers un autre élément de machine
- Essieu ou axe : rotatif ou non, ne transmet pas de couple mais seulement des efforts liés au positionnement.

**II.2.2. Dimensionnement d'un arbre : [1]**

Les arbres sont des éléments très importants dans la construction des machines, et surtout dans les machines tournantes. Pour cela, le calcul des arbres est une étape primordiale pour concevoir une machine.

Un arbre en rotation est soumis à plusieurs sollicitations :

Suivant le rôle qui lui est dévolu, l'arbre est soumis à des contraintes de flexion, à des contraintes de torsion, ou à un chargement complexe de torsion, de flexion et de charge axiale. On conçoit un arbre en considérant un ou deux des trois critères suivants, ou encore les trois à la fois ; la résistance, la rigidité et la vitesse critique. Le critère choisi dépend de la géométrie et des spécifications imposées par la fonction éventuelle de l'arbre

Calcul des contraintes dans la section (RDM)

- **Contrainte due à la flexion : [2]**       $\sigma_f = \frac{h \times M_f}{I_z}$       avec :  $h = \frac{d}{2}$ ;

$$I_z = \frac{\pi D^4}{64} \quad \text{alors :} \quad \sigma_f = \frac{M_f}{\frac{\pi D^3}{32}} \dots\dots\dots(\text{II.1})$$

Avec :  
 Mf : moment de flexion  
 h : le rayon de de l'arbre  
 Iz : le moment d'inertie quadratique

- **Contrainte due à la Torsion : [2]**       $\tau_t = \frac{h \times M_t}{I_0}$

$$\text{avec } h = \frac{d}{2} \quad I_0 = \frac{\pi D^4}{32} \quad \text{alors } \tau_t = \frac{M_t}{\frac{\pi D^3}{16}} \dots\dots\dots(\text{II.2})$$

Avec :  
 Mt : moment de torsion  
 h : le rayon de de l'arbre  
 I0 : le moment d'inertie quadratique

**II.2.2.1. Critère de résistance statique  $\sigma_e$  : [2]**

Suivant le comportement du matériau on utilise pour le calcul de  $\sigma_e$  des critères des calculs différents:

Pour matériaux ductiles :

**a. Critère de Tresca : [2]**

Il est utilisé pour les aciers doux et les alliages légers: il stipule que la défaillance aura lieu lorsque le cisaillement maximal atteint une valeur limite égale à la moitié de la limite élastique  $Re/2$  d'où :

$$\sigma_t = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \dots \dots \dots (II.3)$$

Ou :

$\tau$ : Contrainte due à la Torsion

$\sigma$ : Contrainte due à la flexion

**b. Critère de Von Mises : [2]**

Il est utilisé pour l'ensemble des matériaux métalliques: il stipule que la défaillance aura lieu lorsque l'énergie de déformation atteint une valeur limite fixée

$$\sigma_{vm} = \sigma_f \lim = \sqrt{3\tau^2 + \sigma^2} < \frac{Re}{S} \quad Re : \text{limite élastique}$$

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\frac{Mf^2}{\left(\frac{\pi d^3}{32}\right)^2} + \frac{4.1}{4} \cdot \frac{Mt^2}{\left(\frac{\pi d^3}{32}\right)^2}} = \frac{32}{\pi d^3} \sqrt{Mi} \dots \dots \dots (II.4)$$

La contrainte admissible :

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{vm}}{S^*}$$

**S\*** : Pseudo-sécurité

Avec  $M_i$  le moment idéal :  $M_i = \sqrt{(Mf^2 + 0.75Mt^2)} \dots \dots \dots (II.5)$

Pour un arbre tournant par rapport à la charge, on peut dans un premier temps choisir le diamètre par la formule :

$$d(\text{mm}) = 42,8 \frac{\frac{M_i}{(\text{N.m})}^{0.352}}{\frac{Rm}{(\text{Mpa})}^{\frac{1}{3}}} \dots \dots \dots (II.6)$$

Avec  $R_m$  : la résistance à la rupture du matériau

Calcul de la contrainte admissible :  $\sigma_{fadm} = \frac{\sigma_{vm}}{s^*}$

$$\sigma_{vm} = \frac{32}{\pi d^3} \sqrt{M_i} \dots \dots \dots (II.4)$$

Avec :  $s^*$  le coefficient de sécurité pour acier =10

### II.3. Les brides :[3]

Généralement le terme bride désigne un anneau devant être relié à un tube, à l'aide de joint soudé et plus rarement fileté, percé d'un nombre standard de trous qui avec l'usage de boulons permettent la connexion à une autre bride de même dimension.

#### II.3.1. Comment sont fabriquées les brides :

La fabrication des brides en acier peut se faire de deux façons différentes:

- la micro-fusion, c'est-à-dire par une coulée d'acier dans un moule réalisé au moyen de la technique de la cire perdue
- le forgeage, à savoir le moulage d'une préforme qui est chauffée à température adéquate.

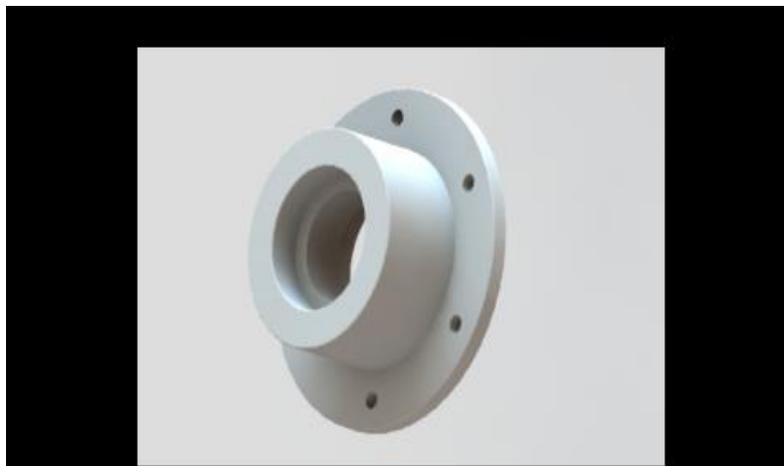
### **II.3.2. Les normes de références dans le secteur :**

Nous avons trois réglementations qui font références dans le secteur, deux de produit alors que la troisième est de filière:

- La EN 1092/ est la norme qui spécifie les types de brides et leurs surfaces d'étanchéité
- ASME B16.5 : est une référence pour le marché anglo-saxon et comprend aussi bien les brides que les raccords à bride et contient les données relatives à la pression du taux de température très importante.
- EN 10204 : cette norme définit la documentation et les méthodes d'essai que chaque particularité en acier doit avoir ou obtenir pour garantir la sécurité de la pièce à son usage final

### **II.3.3. Les modèles des brides :**

- Brides plates
- Brides plates à emboîture
- Brides à collerettes
- Brides pleines pour obturer l'extrémité d'une tuyauterie



**Figure II.2 : bride**

### **II.4. Les engrenages :[4]**

L'engrenage est un mécanisme élémentaire constitué de deux roues dentées mobiles autour d'axes de position relative invariable, et dont l'une entraîne l'autre par l'action des dents

## Chapitre II : Éléments théoriques de dimensionnement des composants de machine

successivement en contact La fonction globale d'un engrenage est de transmettre un mouvement de rotation par obstacle

### II.4.1. Les différents types d'engrenage :

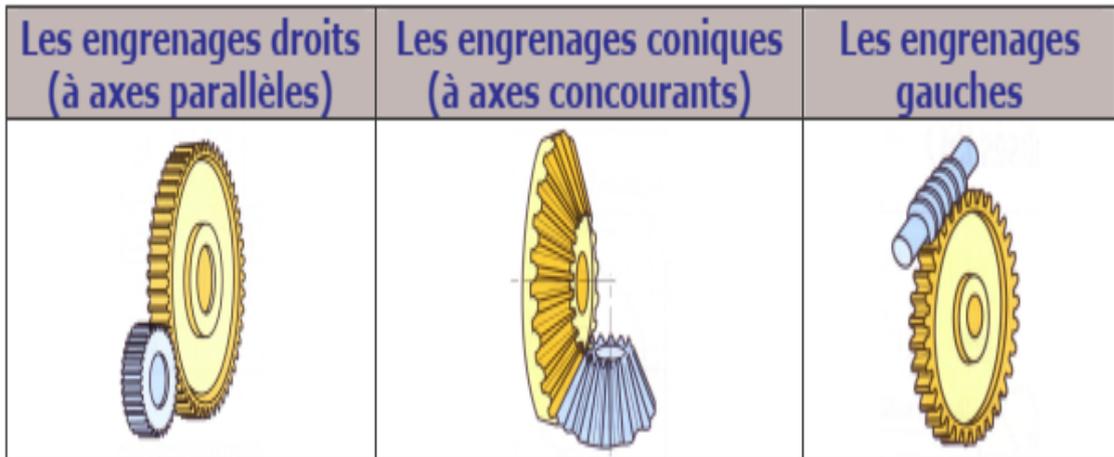


Figure II.3 : types d'engrenages

### II.4.2. Caractéristiques des engrenages coniques :

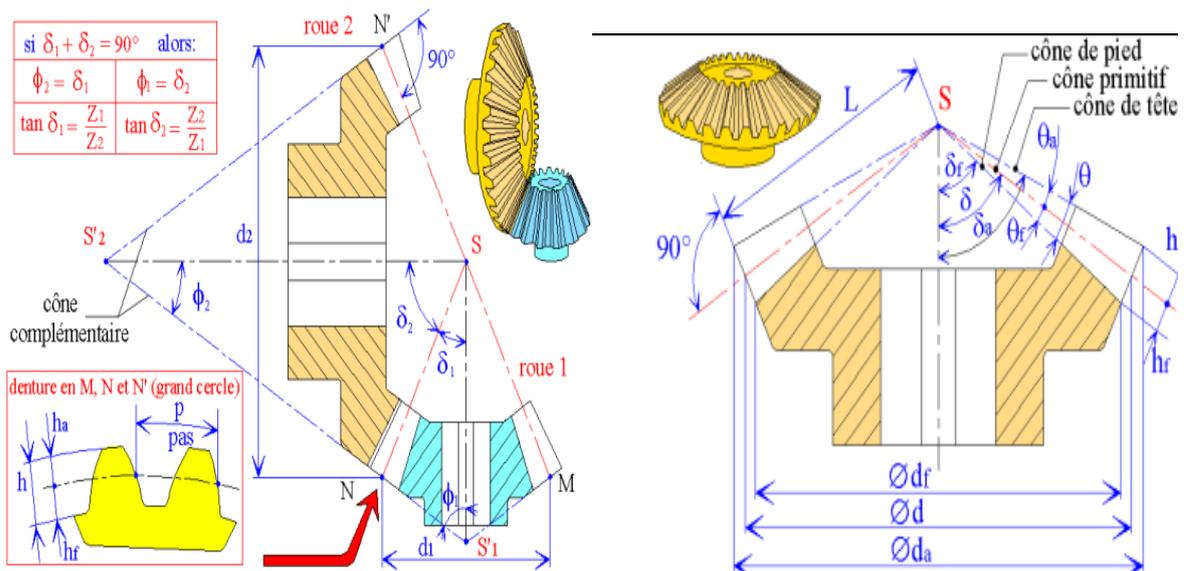
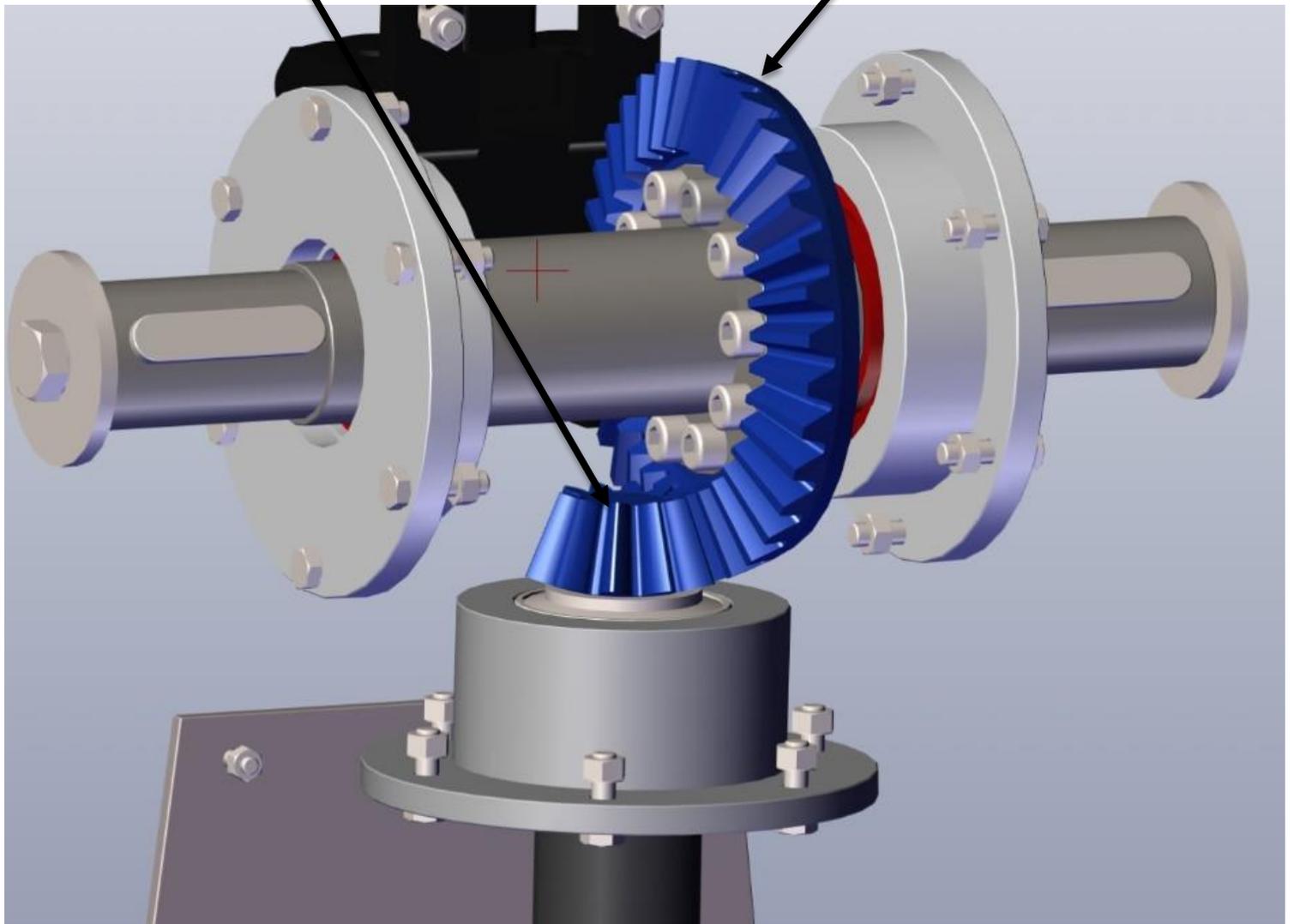


Figure II.4 : caractéristiques géométriques d'un engrenage conique

**Pignon**

**Couronne**



**Figure II.5** : engrenage conique a dentures droite

Désignation	Symbole	Formule
Module	m	Par un calcul de RDM
Nombre de dents	Z	Par un rapport de vitesse
Angle primitif	$\sigma$	$\tan\sigma_1 = Z_2 / Z_1$
Diamètre primitif	d	$d_1 = mZ_1$ et $d_2 = mZ_2$
Largeur de denture	b	$b = km$ ( $5 < k < 6$ )
Diamètre de tête	da	$da_1 = d_1 + 2 \cdot m \cdot \cos\sigma_1$
Diamètre de pied	df	$df_1 = d_1 - 2,5 \cdot m \cdot \cos\sigma_1$
Saillie	ha	$ha = m$
Creux	hf	$hf = 1,25 \cdot m$
Hauteur de dent	h	$h = m \cdot 2,25$
Angle de saillie	$\theta_a$	$\theta_a = m/L$
Angle de creux	$\theta_f$	$\theta_f = 1,25m/L$
Angle de tête	$\sigma_{a1}$	$\sigma_{a1} = \sigma_1 + \theta_a$
Angle de pied	$\sigma_{f1}$	$\sigma_{f1} = \sigma_1 - \theta_f$
Largeur de dents	b	$\frac{l}{4} < b < \frac{l}{3}$
L'entraxe	L	$L = \frac{d}{2\sin\sigma}$

**Tableau II.1** : différents paramètres géométriques d'un engrenage conique

III.4.3.Efforts sur les dentures : [5]

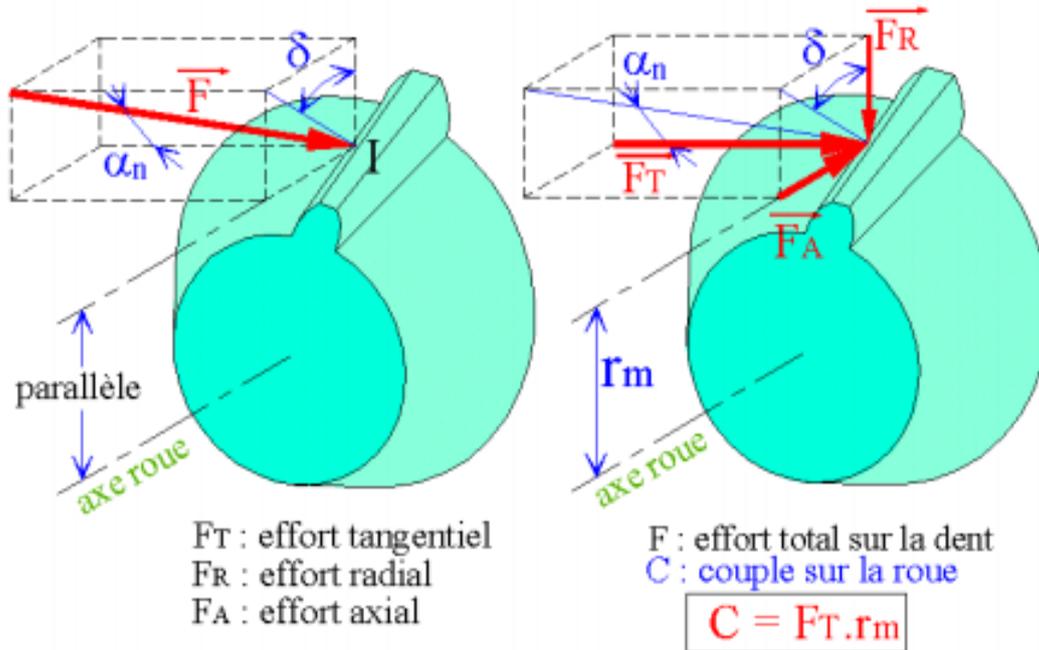


Figure II.6 : Représentation des efforts sur les engrenages coniques droits

Effort tangentiel :

$$F_t = \frac{1.95 \cdot 10^6 \cdot H}{D_{pm} \cdot N} \dots \dots \dots (II.8)$$

Avec H : la puissance mécanique ; Dpm : diamètre primitif moyen ; N : la vitesse de rotation

Effort axial et radial :

	Roue menante (roue 1)	Roue menée (roue 2)
Effort radial Fs	$F_r = F_t (\tan \alpha_n \cdot \cos \delta_1)$	$F_r = F_t (\tan \alpha_n \cdot \cos \delta_2)$
Effort axial Fa	$F_a = F_t (\tan \alpha_n \cdot \sin \delta_1)$	$F_a = F_t (\tan \alpha_n \cdot \sin \delta_2)$

### II.5. Les roulements : [6]

Un roulement est un composant mécanique dont la fonction est de guider un assemblage en rotation. Le roulement permet donc la rotation d'un élément par rapport à un autre. Les roulements sont donc des composants de haute précision qui permettent aux équipements de se déplacer à différents niveaux de vitesse en transportant avec efficacité des charges remarquables.

#### II.5.1. Type de roulements :

Il existe de très nombreux types de roulements, dont nous ne présenterons ici que les plus courants



Figure II.7 : type de roulements

#### II.5.2. Comment choisir un roulement : [6]

Pour choisir un roulement, il faut prendre en considération plusieurs facteurs importants :

- Son application
- La vitesse de rotation
- La charge supportée
- Durée de vie des roulements

- Durée de fatigue nominale
- Tolérance des roulements

### II.5.3. Règle générale de montage des roulements : [7]

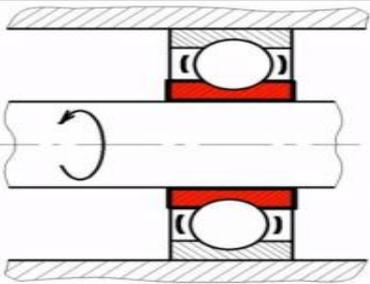
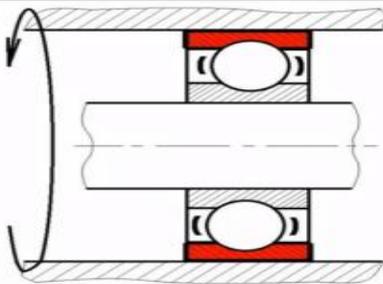
Montage Arbre tournant	Montage Alésage tournant
	
<p>La bague intérieure est ajustée : <b>SERREE.</b>                      La bague extérieure est ajustée : <b>LIBRE.</b></p>	<p>La bague intérieure est ajustée : <b>LIBRE.</b>                      La bague extérieure est ajustée : <b>SERREE.</b></p>

Figure II.8 : montage des roulements

### II.5.4. Types de montage : [7]

On distingue deux types de montage des roulements, le montage en X et le montage en O : montage en « X » et un montage en « O ».

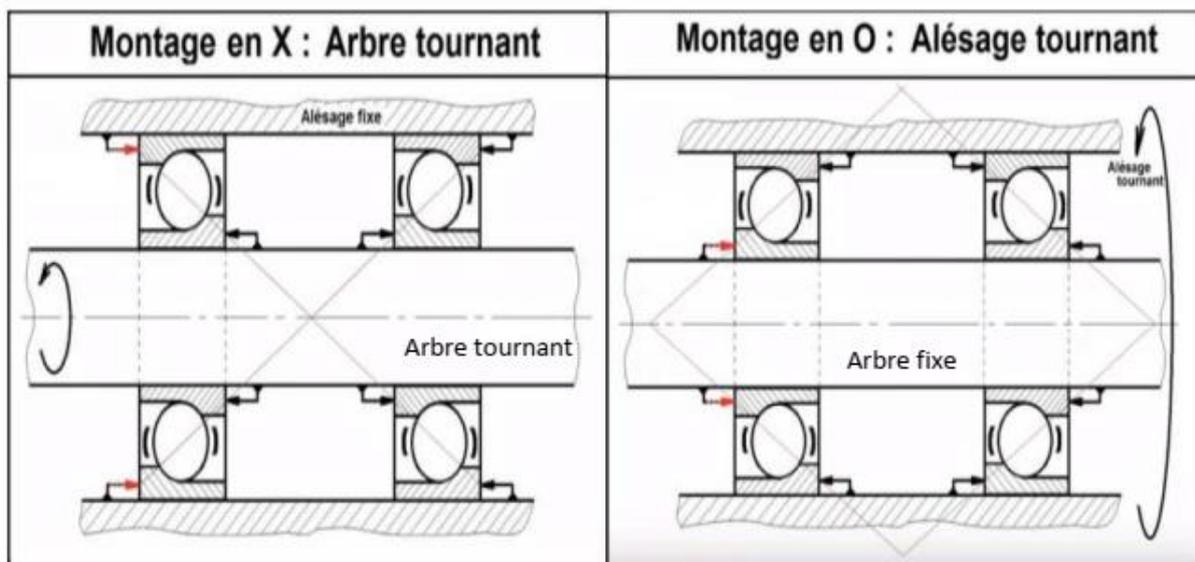


Figure II.9 : types de montage

### **a).Montage en « X » :**

En général, on choisit ce type de montage pour des bagues :

- Intérieures tournantes donc montées serrées.
- Extérieures fixes donc montées avec jeu.

Ce montage est plus simple que le montage en «O» mais est moins rigide.

#### **a.1 Caractéristiques du montage « X » :**

- Défaut alignement limité
- Les charges radiales se répartissent sur les 2 roulements
- Un seul roulement supporte la charge axiale

### **b) Montage en « O » :**

En général, on choisit ce type de montage pour des bagues :

- Extérieures tournantes donc montées serrées.
- Intérieures fixes donc montées avec jeu.

Ce montage est plus compliqué que le montage en «X» mais est plus rigide.

#### **b.1. Caractéristiques du montage « O » :**

- Grande rigidité
- Couple de déviations
- Les charges radiales se répartissent sur les 2 roulements
- Un seul roulement supporte la charge axiale

### **II.5.5.Pourquoi choisir un roulement à rouleaux coniques : [7]**

Les roulements à rouleaux coniques peuvent supporter des charges radiales, axiales et combinées (c'est-à-dire les deux en même temps). Les charges peuvent être très importantes, du fait de leur grande rigidité. Un roulement à rouleaux coniques peut supporter des charges plus importantes.



**Figure II.10** : un roulement à rouleaux coniques

### **II.5.5.1. Caractéristiques du roulement à rouleaux coniques : [7]**

Le roulement à rouleaux coniques est constitué :

- une bague intérieure
- une bague extérieure
- rouleaux coniques
- une cage à fenêtres qui sert à maintenir les rouleaux en place

Généralement, la bague intérieure, les rouleaux coniques et la cage qui forment le cône sont d'un seul bloc qui peut être monté séparément de la bague extérieure.

L'angle conique permet au roulement à rouleaux coniques de supporter des charges axiales et radiales importantes dans un sens

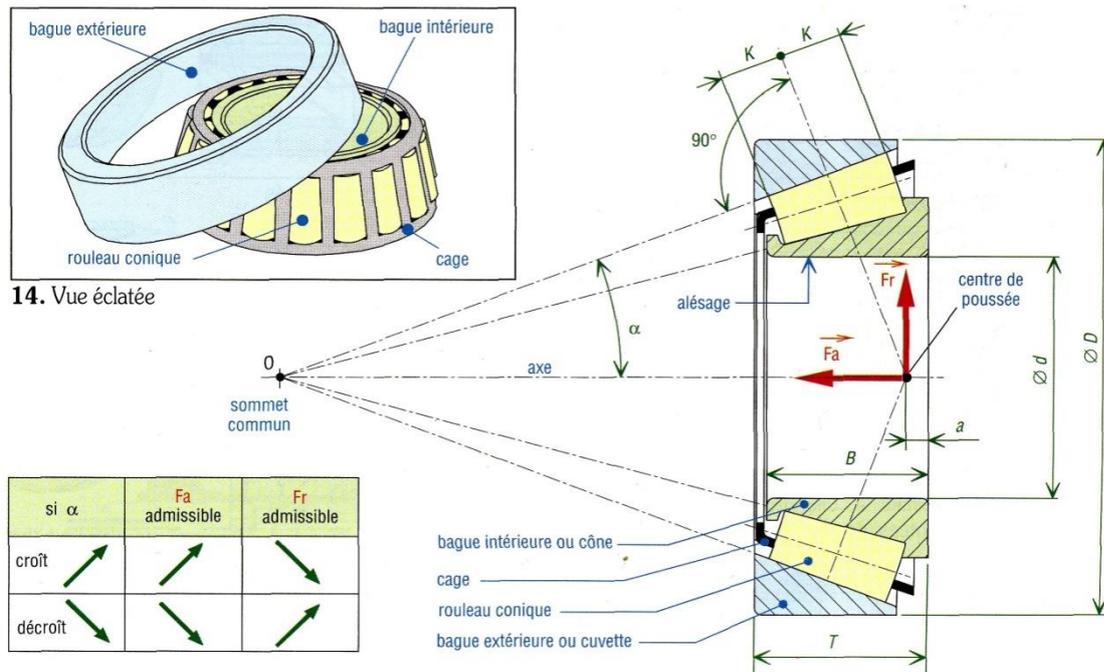


Figure II.11 : caractéristique d'un roulement à rouleau conique

### II.5.5.2. Types de roulement à rouleaux coniques : [7]

Il existe plusieurs modèles de roulement à rouleaux coniques, chacun présentant certaines particularités. Le roulement à rouleaux coniques à une rangée est le modèle le plus simple et le plus fréquemment utilisé.

Le roulement à rouleaux coniques à deux rangées consiste en un cône double et deux cuvettes. La configuration de ce type de roulement lui assure un écartement effectif important.



Figure II.12 : roulement à rouleaux coniques à deux rangées      Figure II.13: roulement à rouleaux coniques à une rangée

### II.5.6. Dimensionnement des roulements : [7]

Le calcul des roulements est mené différemment selon qu'ils sont à l'arrêt ou animés de faibles vitesses de rotation (calcul statique) ou en rotation avec des vitesses importantes (calcul dynamique)

#### II.5.6.1. Méthode de calcul en statique:

Le roulement est considéré à l'arrêt ou tournant à des vitesses très faibles ou animés de faibles mouvements d'oscillation.

##### a. Capacité de charge statique $C_0$ :

La capacité de charge statique mesure la capacité de résistance en statique du roulement. D'après la norme,  $C_0$  est la charge purement radiale pour les roulements (purement axiale centré pour les butées) sous laquelle la déformation maximale aux points de contact atteint  $0.0001 \times$  le diamètre de l'élément roulant

##### b. Charge statique équivalente $P_0$ :

Lorsque la charge agissant sur le roulement est combinée, il sera nécessaire de calculer une charge statique équivalente  $P_0$ , charge fictive provoquant les mêmes déformations permanentes que la charge réelle.

On l'obtient à l'aide de la formule générale :

$$P_0 = X_0 \cdot Fr + Y_0 \cdot Fa \dots \dots \dots (II.9)$$

$P_0$  : Charge statique équivalente

$Fr$  : Composante radiale de la charge

$Fa$  : Composante axiale de la charge

$X_0$  : Coefficient radial statique du roulement = 0.5 pour roulement conique

$Y_0$  : Coefficient axial statique du roulement.

Les valeurs de  $X_0$  et  $Y_0$  peuvent être déterminées à l'aide des catalogues constructeurs

### II.5.6.2. Méthode de calcul en dynamique :

#### a. Durée de vie nominale L10 :

La durée de vie d'un roulement est le nombre de tours que celui-ci peut effectuer avant l'apparition des premiers signes de détérioration par fatigue (écaillage) sur l'un des éléments du roulement.

$$D'où : \quad L10 = \left(\frac{C}{P}\right)^n \quad \text{en tours} \dots \dots \dots (II.10)$$

n : 3 pour les roulements ou butées à billes

n : 10/3 pour les roulements ou butées à rouleaux

#### b. Capacité de charge dynamique C :

C'est une charge purement radiale Fr pour les roulements et purement axiale Fa pour les butées pour laquelle le roulement atteint une durée de vie nominale égale à 1 million de tours.

#### c. Charge dynamique équivalente P :

Dans le cas d'un chargement quelconque, on détermine une charge équivalente P

$$D'où : \quad P = X \cdot Fr + Y \cdot Fa \dots \dots \dots (II.11)$$

Où :

P: Charge dynamique équivalente

Fr : Composante radiale de la charge

Fa : Composante axiale de la charge

X: Coefficient radial dynamique du roulement.

Y : Coefficient axial dynamique du roulement.

Les valeurs de X et Y peuvent être déterminées à l'aide des catalogues constructeurs

#### Pour le roulement conique :

$$\text{Si : } \quad \frac{Fa}{Fr} \leq e \quad \text{alors : } \quad P = Fr$$

$$\text{Si : } \quad \frac{Fa}{Fr} > e \quad \text{alors : } \quad P = 0.4Fr + Y.Fa \dots \dots \dots (II.11)$$

### d. Calcul de la durée de vie nominale L10h :

On appelle durée de vie d'un roulement, le nombre de tours (ou le nombre d'heures de fonctionnement à vitesse constante) que celui-ci peut effectuer avant l'apparition des premiers signes de détérioration par fatigue (écaillage) sur l'une des bagues ou l'un des éléments roulants.

$$L_{10h} = \frac{L_{10} \cdot 10^2}{60N} \dots \dots \dots (II.12)$$

L10h: Durée de vie nominale en heures de fonctionnement

N : vitesse de rotation (en tr/mn)

C : Charge dynamique de base (en Newton)

P : Charge dynamique équivalente appliquée au roulement (en Newton)

n : constante dépendant de la nature du contact : 3 pour ponctuel , 10/3 pour linéique.

### II.6.Choix de poulie : [8]

Une poulie transmet un mouvement de translation en modifiant sa direction, sans modifier l'intensité de l'effort à exercer. Dans certaines situations, l'usage d'une poulie permet à l'utilisateur de travailler dans une position plus confortable. Une poulie est une roue tournant autour d'un axe dont la jante porte une corde, un câble, une courroie et servant à soulever des charges.



Figure II.14 : une poulie

### II.6.1.choix de matériau Pour les poulies :

L'aluminium est un matériau exceptionnel en raison de ses multiples avantages. Il est très apprécié notamment dans les secteurs de la construction, des infrastructures et des transports en raison de sa longue durée de vie, de son entretien minime et de sa contribution à la performance énergétique.

Il est :

- Durable
- Résistance à la corrosion
- Malléable
- Recyclable
- Léger
- Economique
- Conductivité thermique
- Résistance mécanique

La plupart des chantiers de construction navale et de matériel pour l'équipement du littoral et pour l'offshore utilisent les demi-produits des alliages recommandés par la norme EN13195-1

<b>ALLIAGES RECOMMANDÉS POUR LES APPLICATIONS MARINES (NORME EN 13195-1) (16)</b>				
Alliage	Tôles et bandes	Produits filés		
		Barres	Tubes	Profilés
5754	O/H111 H112 H32, H34, H36	O/H111	O/H111	H112
5454	O/H111 H112 H32, H34	O/H111 H112	O/ H111 H112	H112
5086	O/H111 H112, H116 (a) H32 (a), H34 (a)	O/ H111 H112	O/ H111 H112	H112
5083 et 5383 (17)	O/H111 H112, H116 (a) H32 (a), H34 (a)	O/H111 H112	O/H111 H112	H112
6082	O (b) T4, T451 T6, T651	O/H111 (b) T4 (c) T6 (c)	O/H111 (b) T4 (c), T5 T6 (c)	O/H111 (b) T4 (c) T6 (c)
6106			T6 (c)	
6005A	T6 (c)	T6 (c)	T4 (c) T6 (c)	

**Tableaux II.2 :** alliages recommandés pour les applications marines (norme EN13195-1) (16)

CARACTÉRISTIQUES MÉCANIQUES DES DEMI-PRODUITS EXTRUDÉS (*)							
Alliage	Forme	Épaisseur (mm)	État	R <sub>m</sub>	R <sub>p0,2</sub> (MPa)	A % (**) mini	
				min	mini	A <sub>50</sub>	A
5086	Profilés, barre, tube	3 ≤ e ≤ 50	H112	240	95	10	12
5083	Profilés, barre, tube	3 ≤ e ≤ 50	H111	270	110	10	12
	Profilés, barre, tube	3 ≤ e ≤ 50	O et H112	270	125	10	12
6060	Profilés, barre, tube	3 ≤ e ≤ 25	T5	190	150	12	12
	Profilés, barre, tube	3 ≤ e ≤ 25	T6	190	150	12	12
6061	Profilés, barre, tube	3 ≤ e ≤ 50	T5 ou T6	260	240	10	8
	Profilés fermés	3 ≤ e ≤ 50	T5 ou T6	245	205		4
6005A	Profilés, barre, tube	3 ≤ e ≤ 25	T5 ou T6	260	215	8	6
	Profilés fermés	3 ≤ e ≤ 25	T5 ou T6	250	215		5
6082	Profilés, barre, tube	3 ≤ e ≤ 25	T5 ou T6	310	260	10	8
	Profilés fermés	3 ≤ e ≤ 25	T5 ou T6	290	240		5
6106	Profilés, barre, tube	3 ≤ e ≤ 25	T6	240	195		

**Tableau II.3** : Les caractéristiques mécaniques des demi-produits extrudés

## II.7.Choix du matériau pour le châssis :[9]



**Figure II.15** : le châssis

### **Acier inoxydable 304L :**

L'alliage 304 correspond à l'acier inoxydable "18-8" original. C'est l'acier inoxydable austénitique le plus répandu. Il résiste à la corrosion dans divers environnements allant d'un milieu modérément réducteur à un milieu modérément oxydant. Grâce à l'ajout contrôlé d'azote, il arrive fréquemment que le type 304/304L possède les mêmes propriétés mécaniques que le type 304. Ainsi, la plupart des produits sont homologués en tant que 304 et 304/304L.

### **Caractéristiques :**

- Bonne résistance à la corrosion uniforme
- Facile à nettoyer
- Excellente résistance et excellente ténacité à des températures cryogéniques
- Bonne formabilité
- Bonne soudabilité

### **Applications :**

- Transformation et manipulation des aliments
- Échangeurs de chaleur
- Récipients pour processus chimiques
- Convoyeurs
- Construction

### **Spécifications :**

UNS: S30400, S30403 W. Nr. /EN: 1.4307, 1.4301 ASTM: A 240, A 276, A 312, A 479  
ASME: SA-240, SA-312, SA-479

### Composition chimique, % :

	Ni	Cr	Mn	Si	C	S	P	N	Fe
MIN	8.0	18.0	–	–	–	–	–	–	–
MAX	10.5	20.0	2.0	0.75	0.03	0.03	0.045	0.10	balance

Densité: 0.285 lb/in<sup>3</sup> Intervalle de fusion: 2550 - 2590°F Coefficient de Poisson: 0.3

Résistivité électrique: 433 Ohm-circ mil/ft

### Propriétés physiques :

Température, °F	70°	212°	932°
Coefficient* de dilatation thermique, in/in°F x 10 <sup>-6</sup>	–	9.2	–
Conductivité thermique Btu • ft/ft <sup>2</sup> • hr • °F	-	9.4	–
Module d'élasticité dynamique, psi x 10 <sup>6</sup>	29	–	–

### II.8. Les aciers qui entrent dans la fabrication des arbres, engrenage roulement et brides : [10]

Les arbres de machine soumis à des charges variables et les arbres tournant à haut vitesse nécessitent des aciers de plus grande résistance, donc des aciers pouvant subir des traitements thermiques (généralement de 0,35% à 0,55% de carbone). Pour notre projet on a choisi l'acier XC48.

## Chapitre II : Éléments théoriques de dimensionnement des composants de machine

### Fiche technique acier C 45 :

(XC 48)

AFNOR	DIN	AISI	NF EN 10027-1
XC 48	Ck 45		C 45 (1.1191)

### Composition chimique en % :

C	S	Mn	P	Si
0,52 - 0,50	≤ 0,035	0,50 - 0,80	≤ 0,035	0,40 maxi

### Propriétés

Acier carbone à teneur plus élevée que pour les aciers C35 et C40, utilisée en mécanique généralement pour sa bonne usinabilité et ses caractéristiques mécaniques.

### TRAITEMENTS THERMIQUES - TEMPÉRATURES APPROXIMATIVES

Recuit °C	Trempe °C	Revenu °C
670-710	830 – 850 Eau 840 - 860 huile	550-660

**Tableau II.4 :** traitement thermique

## Chapitre II : Éléments théoriques de dimensionnement des composants de machine

### Domaines d'application :

Pièces soumises aux chocs et nécessitant une bonne résistance : axes, engrenages, vis sans fin, paliers, pignons, boulonnerie, forge (leviers, arbres).

### Propriétés mécaniques à température ambiante à l'état normalisé (+N) :

Epaisseur mm	Laminé + écroûté galeté (+SH)	Etiré à froid (+C)			
	dureté HB	Rm (MPa)	Rp0,2 valeurs minimales (MPa)	Rm (MPa)	A5 % valeurs minimales
$\geq 5 \leq 10$			565	750 - 1050	5
$> 10 \leq 16$			500	710 - 1030	6
$> 16 \leq 40$	172 - 242	580 - 820	410	650 - 1000	7
$> 40 \leq 63$	172 - 242	580 - 820	360	630 - 900	8
$> 63 \leq 100$	172 - 242	580 - 820	310	580 - 850	8

Tableau II.5 : propriétés mécaniques

### Soudage :

Soudabilité médiocre (précautions nécessaires, préchauffage et revenu de stabilisation recommandés)

## II.9.Choix du moteur : [11]

### II.9.1.Moteur hydraulique :

Un moteur hydraulique est un moteur isotherme qui transforme une puissance hydraulique ou hydrostatique (pression  $\times$  débit) en puissance mécanique (force  $\times$  vitesse, ou couple  $\times$  vitesse angulaire). Son utilisation se fait dans le cadre d'une transmission hydrostatique.

### **II.9.2. Types de moteurs :**

Il existe quatre grandes familles de moteurs :

Moteur rapide.

Moteur semi rapide.

Moteur lent.

Moteur spécifique pour transmission hydrostatique peuvent être des trois technologies mais adaptés spécialement.

### **II.9.3. Le rôle d'un moteur hydraulique :**

Le rôle d'un moteur hydraulique est de transformer l'énergie hydraulique fournie par la pompe en énergie mécanique sous la forme d'un couple et d'une vitesse de rotation. Le couple que doit fournir un moteur hydraulique est déterminé par la charge à entraîner. Une fois l'ordre de grandeur du couple déterminé, on doit choisir entre deux catégories de moteurs hydrauliques, soit :

- Les moteurs à haute vitesse à faible couple (HSLT) .
- Les moteurs à basse vitesse à couple élevé (LSHT).

D'autres critères sont à prendre en considération avant de fixer son choix sur un moteur hydraulique.

### **II.9.4. Critères de sélection des moteurs hydrauliques :**

Les critères de sélection d'un moteur hydraulique sont nombreux Chacun d'eux a une importance plus ou moins grande selon l'utilisation du moteur. Afin d'éviter les mauvaises

surprises que peut réserver le choix hâtif d'un moteur, il est très important de tenir compte de certains critères lorsque vient le moment de sélectionner un moteur hydraulique.

### **II.9.5. Vitesse de rotation des moteurs hydrauliques :**

La gamme de vitesse dépend étroitement de la catégorie de moteur :

- À faible vitesse,
- À haute vitesse de rotation.

Peu importe la gamme de vitesse, il faut toujours respecter la vitesse nominale prescrite par le fabricant afin d'assurer une durée de vie acceptable des pièces du moteur.

La vitesse nominale est la vitesse maximale à appliquer à un moteur en fonctionnement continu. Il faut respecter la vitesse minimale du moteur qui assure une rotation régulière de l'arbre du moteur.

### **II.9.6. Pression des moteurs hydrauliques :**

La pression à laquelle est soumis un moteur hydraulique dépend du couple et de la pression au refoulement.

La pression nominale annoncée par le fabricant est la pression maximale à laquelle un moteur doit être soumis en fonctionnement continu. Cela assure une durée de vie acceptable des composants internes.

La pression à laquelle un moteur est soumis en fonctionnement est la somme des pressions existant à l'orifice d'admission et à celui de refoulement. C'est cette somme qui doit être comparée à la pression nominale annoncée par le fabricant.

Avant d'arrêter son choix sur un moteur hydraulique, il est donc très important de s'assurer que la valeur de la pression nominale sera respectée en fonctionnement afin d'éviter des problèmes imputables à une pression trop élevée.

### **II.9.7. Rendement des moteurs hydrauliques :**

Le rendement d'un moteur hydraulique est en fonction :

- Du couple
- De la vitesse de rotation
- De la pression
- De la viscosité du fluide utilisé.

On doit toujours choisir un moteur hydraulique de telle sorte que celui-ci fonctionne le plus souvent possible dans une zone de rendement élevé.

### **II.9.8. Critères généraux des moteurs hydrauliques**

Avant d'arrêter son choix sur un moteur hydraulique en particulier, il faut prendre en considération d'autres critères généraux tels que :

- le coût d'achat du moteur.
- la compatibilité du moteur avec le fluide utilisé.
- le type d'accouplement de l'arbre du moteur.
- le type de raccordement et la disposition des orifices du moteur.
- le type de flasque du moteur.
- Les dimensions du moteur.
- la fiabilité du moteur.
- les délais de livraison.
- la facilité à obtenir des pièces de rechange.
- la documentation technique proposée.
- la réputation du fabricant.

Ces critères généraux sont essentiellement les mêmes que ceux utilisés pour sélectionner une pompe hydraulique volumétrique. Cependant, on doit porter une attention toute particulière aux conditions de fonctionnement généralement défavorables que subit un moteur hydraulique. De

plus, un moteur hydraulique est souvent installé dans un endroit difficile d'accès et soumis aux intempéries, à la pollution de l'air et à des températures ambiantes défavorables. Ces critères doivent nécessairement être pris en considération lors de la sélection d'un moteur.



**Figure II.16** : Moteur hydraulique

### **II.10.Choix et dimensionnement des liaisons par obstacle : [12]**

#### **II.10.1.Les obstacles dans les liaisons arbre / moyeu :**

Les systèmes arbre / moyeu permettent de lier en rotation un arbre avec un moyeu (ex : poulie, roue dentée...) et surtout participent à la transmission de puissance. Les 3 principaux obstacles couramment utilisés sont : les goupilles, les clavettes et les cannelures

##### **II.10.1.1. Les critères de choix des obstacles:**

On choisira une solution plutôt qu'une autre en fonction :

- du montage / démontage de la liaison (fréquence souhaitée, outillage à disposition...),
- des coûts de fabrication,
- de la résistance en fonctionnement désirée.

### II.10.2. Les clavettes : [13]

Une clavette est un élément standard normalisé utilisé pour une transmission de puissance en rotation ou dans le cas d'une liaison glissière (guidage). Il existe différents types de clavettes. Dans tous les cas, il faut réaliser une rainure par fraisage (bout ou disque) dans l'arbre et par brochage dans l'alésage, pour venir la loger.

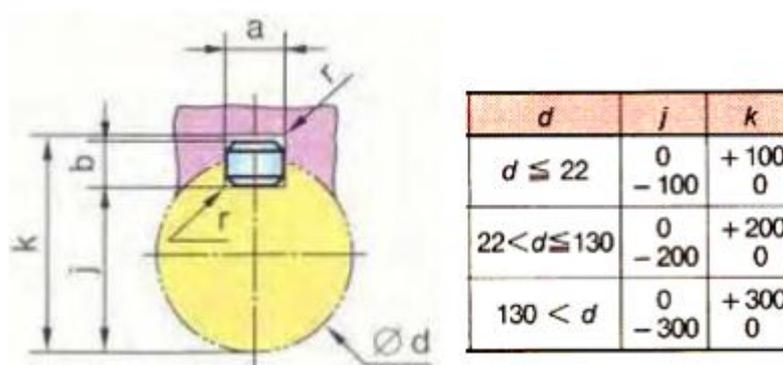


**Figure II.17:** une clavette

#### II.10.2.1. Principe général :

Les dimensions d'une clavette sont normalisées. Voici les principales cotes à retenir :

- $d$  = diamètre arbre = diamètre moyeu
- $a$  = largeur clavette,  $b$  = hauteur clavette
- $j$  et  $k$  = cotes profondeur rainure



**Figure II.18 :** caractéristique d'une clavette

Trois situations de clavetage sont envisagées, libre, normal et serré selon l'utilisation recherchée.

### **II.10.2.2. Les différents types de clavettes:**

Les clavettes les plus utilisées sont les parallèles de type A (arrondies) et les disques. Mais on trouve aussi des clavettes de types B ou renforcées par des vis

#### **a) Clavettes parallèles :**

Simple, économique, elle est souvent utilisée. Le couple transmissible, bien que plus élevé qu'avec les goupilles, reste limité. Aux couples élevés préférer les cannelures. Elles peuvent être utilisées comme organe de sécurité, seule pièce qui casse en cas de surcharge.  
Matériaux : aciers -  $R_r \geq 600$  MPa.

Inconvénient : les rainures affaiblissent les arbres et engendrent des concentrations de contraintes.

#### **b) Autre familles de clavettes :**

- Clavettes inclinées - NFE 22-176 et 178: pour clavetage forcé ; pente de 1 % pour clavette et moyeu ; variante avec talon ; formes A-B-C ; séries normales et minces.
- Clavettes disques - NFE 22-179 : pour petits diamètres ( $d < 65$ ) et arbres coniques.
- Clavettes tangentielles - NFE 22-182 : clavetage avec 2 clavettes superposées de même pente.

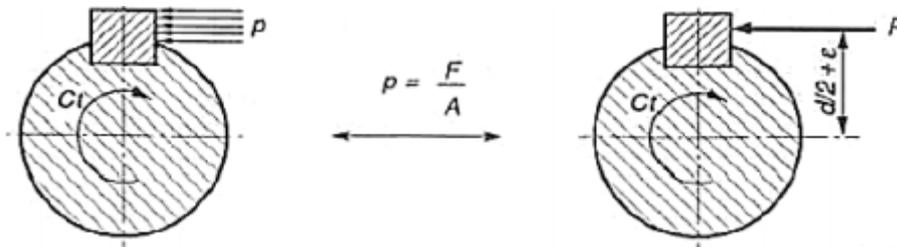
### **II.10.3. Dimensionnement des clavettes : [13]**

La clavette est normalisée. A partir du diamètre de l'arbre on a les cotes  $j$  et  $b$  imposées. Seule la longueur  $L$  est à déterminer.

Calculs :

L'effort moyeu/clavette (résultant du couple à transmettre) soumet la clavette à une pression de contact uniforme sur le  $\frac{1}{2}$  flanc en contact.

a) Effort exercé par le moyeu:



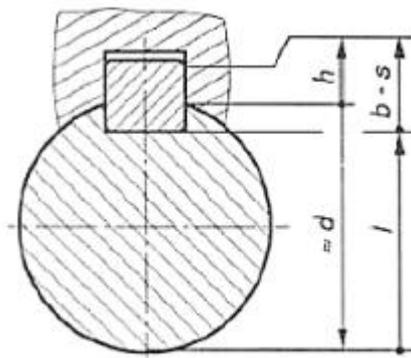
$$F = \frac{C}{\left(\frac{d}{2}\right)} \dots \dots \dots (\text{II.13})$$

b) Pression de contact :

$$p = \frac{F}{S} \dots \dots \dots (\text{II.14})$$

Avec : S est la surface de contact clavette/moyeu

$$S = Lc.h \dots \dots \dots (\text{II.15})$$



$h$  : hauteur 1/2 flanc,  $h = j + b - s - d = b - s - j'$

Avec :  $j' = d - j$

$l_c$  : longueur du contact clavette/moyeu

Donc 
$$p = \frac{F}{(L_c \cdot h)} \dots \dots \dots (II.14)$$

**c) La condition de résistance au matage :**

$$P < P_{adm}$$

Soit : 
$$\frac{F}{(L_c \cdot h)} < P_{adm}$$

Donc :

$$L_c > \frac{F}{h \cdot P_{adm}} \dots \dots \dots (II.16)$$

**d. La longueur réelle de la clavette :**

Suivant la forme de la clavette, sa longueur réelle devra être :

- Forme A :  $L_{réelle} = L + a$
- Forme B :  $L_{réelle} = L$

Enfin il faut vérifier :  $L/d < 1.5$  (limitation longueur / torsion)

### II.11. Les assemblages filetés : [14]

#### II.11.1. Introduction :

Les assemblages filetés sont la plupart du temps utilisés pour réaliser une liaison complète, rigide et démontable grâce à un effort de pression (précontrainte) induit par le couple de serrage. Cette technique d'assemblage se fait habituellement par pression mutuelle des pièces et donc par adhérence et parfois par obstacle comme le rivetage. Lorsque les efforts extérieurs sur l'assemblage sont très élevés, on peut combiner l'effet d'obstacle avec celui d'adhérence.

Les assemblages filetés sont les plus usités parmi les autres techniques d'assemblages démontables. Ils sont employés avec des formes et dans des domaines très variés. Leurs causes de défaillances sont à 45% dus aux défauts de montage et de conception...etc. Donc il est

primordial d'en prendre connaissance des règles d'assemblage et des calculs de conception pour les différents modes d'assemblage filetés et conditions de service.

### II.11.2. Les types d'assemblages filetés :

On compte trois principaux types d'assemblage filetés, à savoir les assemblages boulonnés, les assemblages vissés et les assemblages goujonnés.

#### Assemblage boulonné :

Un boulon et l'ensemble de vis et écrou réunis. On l'utilise lorsque l'accessibilité à l'assemblage est possible des deux côtés. Les pièces à assembler procèdent des trous lisses avec un diamètre un peu supérieur à celui de la vis.

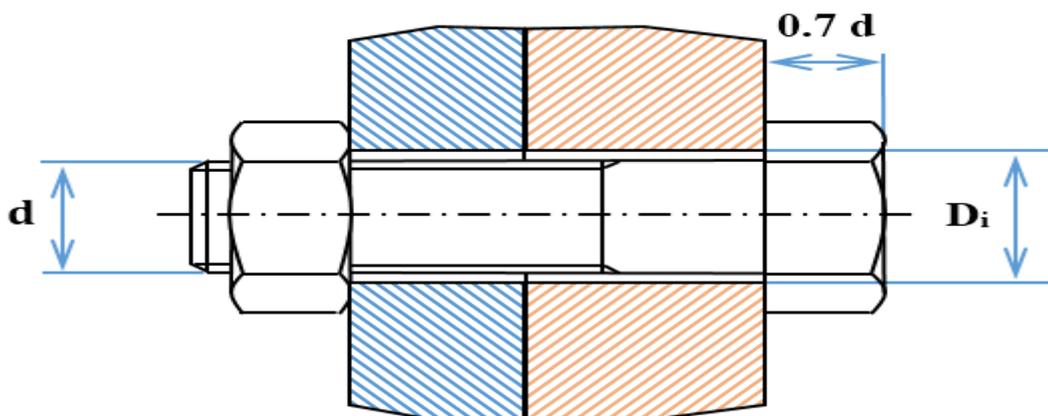


Figure II.19 : Joint boulonné.

#### b) Assemblage vissé :

Dans ce type de joint, la pièce seule possède un trou taraudé recevant la partie filetée de la vis. Les autres pièces possèdent un trou lisse de diamètre légèrement supérieur à celui de la vis. Le serrage de la vis s'effectue donc obligatoirement d'un seul côté.

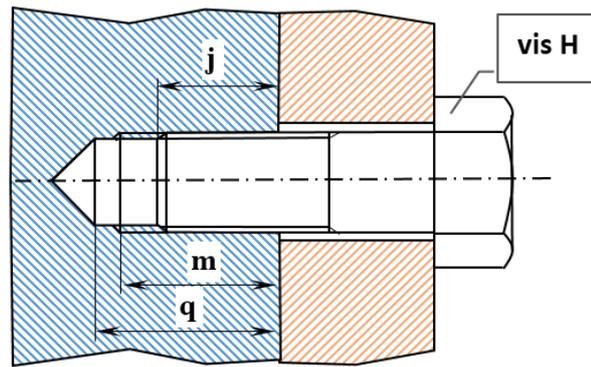


Figure II.20: Joint vissé.

**c. Assemblage goujonné :**

Le goujon est implanté dans la pièce possédant un trou taraudé. L'effort de serrage axial nécessaire au maintien en position est réalisé des lors par l'écrou.

On utilise ce type de joint en cas de matériau de la pièce peu résistant et lorsque le montage et le démontage de l'assemblage sont fréquents pour éviter de foirer le filetage de la pièce.

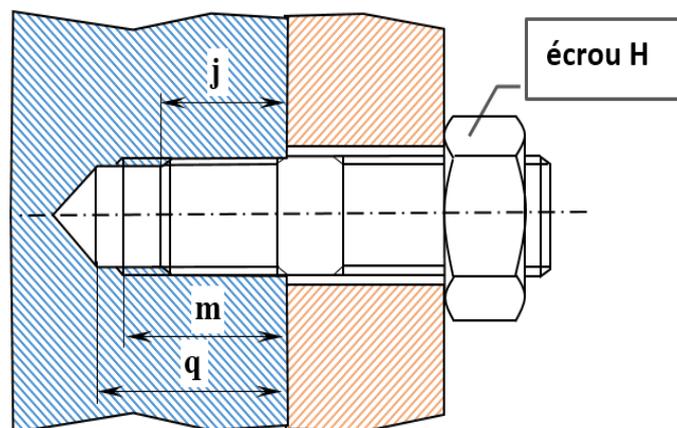
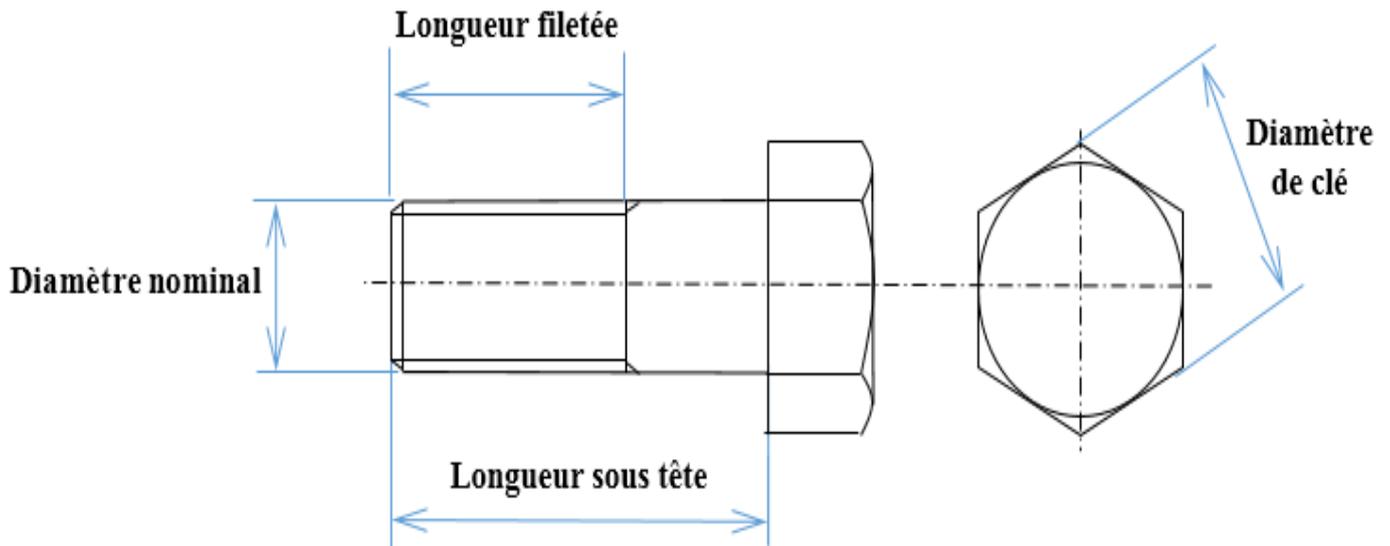


Figure II.21: Joint goujonné

### II.11.3. Caractéristiques technique des vis :

#### a) Désignation d'une vis :

La désignation des vis est une façon normalisée d'écrire les caractéristiques des vis dans un document technique



**Figure II.22** : Caractéristiques techniques d'une vis H.

Exemple : Vis H, M 10 – 100 / 70 – 8.8

Où :

H : Forme de la tête (H : hexagonale, C : cylindrique, Q : carré)

M 10 : Filetage métrique (ISO) de diamètre nominal 10 mm

100 : Longueur sous tête

70 : Longueur filetée

8.8 : Classe de qualité

### b) La classe de qualité :

La classe de qualité renseigne sur la résistance mécanique du matériau de la vis ou du goujon, par deux nombres S.Y, placés sur la tête de la vis (Fig.3-5). On en déduit la limite d'élasticité  $R_e$  et la limite de résistance à la rupture  $R_r$  par les relations suivantes :

$$R_e = SY10 \text{ et } R_r = 100S$$



Figure II.23 : Indication de la classe de qualité d'une vis

### II.11.4. Les classes de qualité pour vis et goujons :

Les classes de qualité des vis à usage général sont : {3.6 ; 4.6 ; 4.8 ; 5.6 ; 5.8 ; 6.6 ; 6.8 ; 6.9}

Les classes de qualité des vis à Haute Résistance (HR) appartiennent à la gamme suivante : {8.8 ; 10.9 ; 12.9 ; 14.9}

### II.11.5. Les classes de qualité pour écrou :

La classe de qualité est symbolisée par un nombre correspondant au 1/100 de la limite de résistance à la rupture  $R_r$  selon la gamme suivante : {4 ; 5 ; 6 ; 8 ; 10 ; 12 ; 14}

Un écrou assemblé avec une vis de même classe de qualité (exemple : écrou 6 avec une vis 6.8) résiste jusqu'à la rupture de la vis

### II.11.6. Calcul de résistance :

On suppose que les propriétés mécaniques du matériau de la vis à savoir la limite d'élasticité, est obtenues d'essais de traction réalisés sur la vis équipée de son écrou. Par conséquent, les défauts de forme et la non-homogénéité du matériau due au forgeage de la tige et au roulage des filets sont pris en compte dans ces essais.

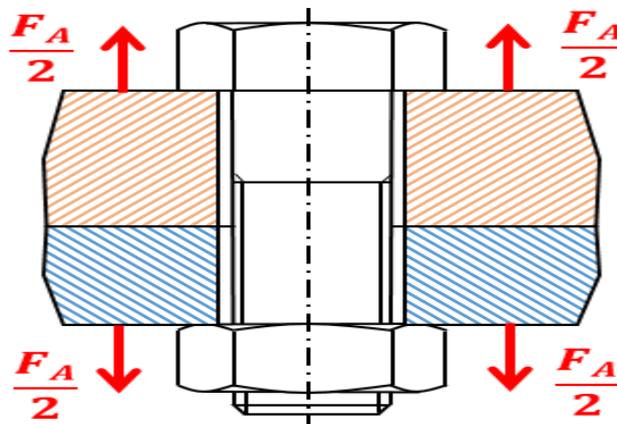
**a) Résistance à la traction :**

Dans le cas d'un assemblage de pièces à nb vis soumis à un effort axial symétrique FA, l'effort repris par chaque vis FA<sup>v</sup> est donné par :

$$FA^v = \frac{FA}{nb} \dots\dots\dots (II.17)$$

La contrainte normale maximale  $\sigma_{max}$  que peut supporter une seule vis soumise à un effort axial est égal à 90% de sa limite d'élasticité Re, tel que :

$$\sigma_{max} = \frac{FA^v \max}{As} = \frac{FA \max}{As nb} \leq 0.9 Re \dots\dots\dots (II.18)$$



**Figure II.24 :** Assemblage boulonné soumis à un effort de traction

Où As [mm<sup>2</sup>] la section résistante prenant en compte la variation de sections dans le filetage, qui est exprimée par :

$$As = \frac{\pi}{4} \left( \frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 = \frac{\pi}{4} (d - 0.9382P)^2 \dots\dots\dots (II.19)$$

Où P[mm] le pas du filetage métrique de la vis/écrou

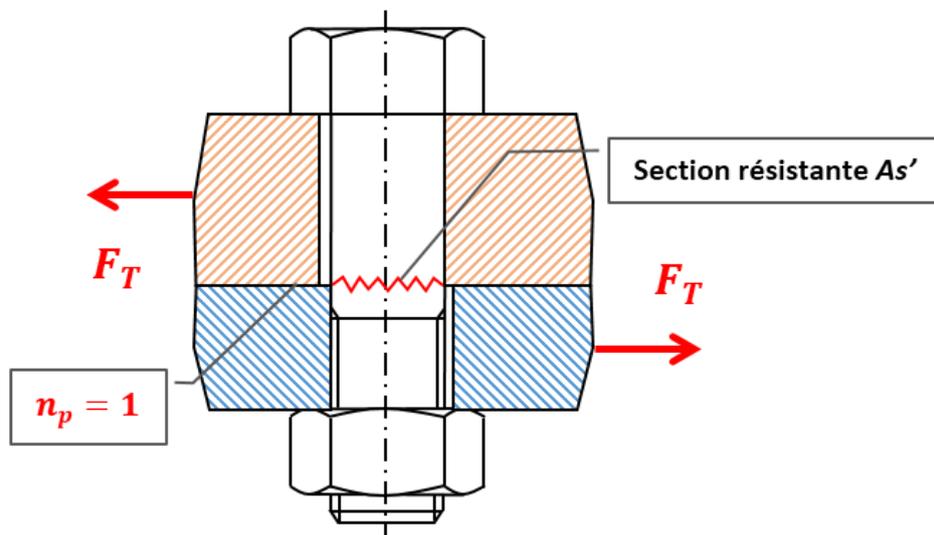
Le diamètre dmin [mm] minimal des vis, supportant une charge axiale totale FA est donné par :

$$d_{\min} \geq 2 \sqrt{\left[ \frac{4 \frac{FA}{nb} \cdot \pi \times 0.9 Re}{nb \cdot \pi \times 0.9 Re} \right]} + 0.9382P \dots \dots \dots (II.20)$$

**b) Résistance au cisaillement :**

Dans le cas d'un assemblage de pièces en parallèle à nb vis et à np plans de cisaillement, soumis à un effort transversal symétrique Ft l'effort repris par chaque vis Ft<sup>v</sup> est donné par :

$$Ft^v = \frac{Ft}{npnb} \dots \dots \dots (II.21)$$



**Figure II.25 :** Assemblage boulonné soumis à un effort transversal.

La contrainte tangentielle admissible R' d'une vis sollicitée par un effort transversal Ft<sup>v</sup>, est d'environ 60% de sa valeur admissible en traction (tr = 0.9 Re) ce qui donne :

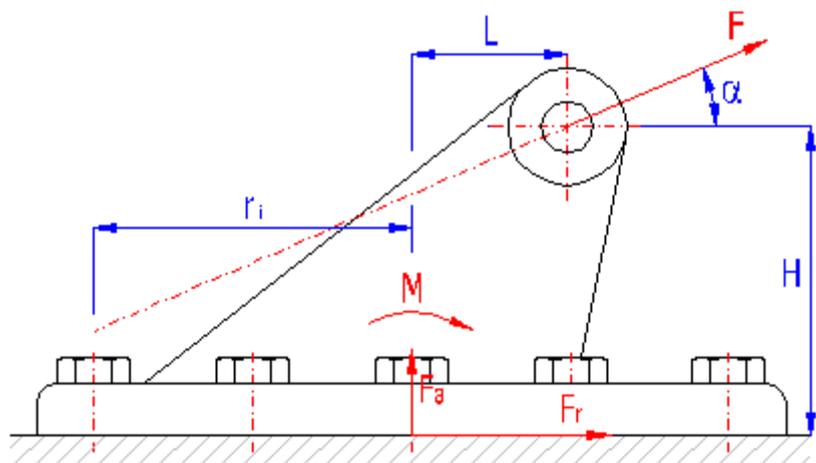
$$\tau_{max} = \frac{Ft^v_{max}}{As'} = \frac{FT_{max}}{nb np As'} \leq 0.6 \cdot 0.9 Re \dots \dots \dots (II.21)$$

Où  $As'$  est la section résistante d'une vis épaulée : ( $As'=\pi d^2$ ).

Dans ce cas, le diamètre  $d_{min}$  [mm] minimal, supportant une charge transversale totale  $FT$  est:

$$d_{min} = \sqrt[2]{\left[4 \cdot \frac{FT}{\pi \cdot 0.54 Re \cdot n p n b}\right]} \dots \dots \dots (II.22)$$

**II.11.7. Calcul de charge de l'assemblage par une force oblique à la surface de contact ne passant pas par son centre de gravité : [15]**



**Figure II.26 :** représentation des forces

La force externe se décompose en composantes  $F_a$  et  $F_r$  respectivement perpendiculaire et parallèle à la surface de contact, agissant sur le centre de gravité de l'assemblage:

$$F_a = F \sin \alpha \quad ; \quad F_r = F \cos \alpha$$

En même temps, il crée également un moment au centre de gravité:

$$M = F_r \cdot H - F_a \cdot L \dots \dots \dots (II.23)$$

L'état de non déviation de la bordure gauche du disque de base cause le minimum d'effort nécessaire:

$$F_0 \text{ min} = \frac{F_a}{n} + \frac{M}{n} - \frac{A}{W} \dots \dots \dots (II.24)$$

Là où par exemple pour une surface de contact rectangulaire la surface de contact "A" de l'assemblage et du module de section "W" peut être déterminée en utilisant les relations:

$$A = a \cdot b \dots \dots \dots (II.25) \quad W = \frac{b - a^2}{6} \dots \dots \dots (II.26)$$

Où:

a - longueur de l'assemblage

b - largeur de l'assemblage

Dans la conception d'un assemblage, il est également nécessaire de déterminer les valeurs maximales des forces partielles agissant sur un boulon.

Forces axiales dans les boulons à partir de la composante  $F_a$ :

$$F_{ai} = \frac{F_a}{n} \dots \dots \dots (II.27)$$

Forces axiales dans les boulons à partir du moment M:

$$F_{Mi} = \frac{M \cdot r_i}{\sum_1^n r_i^2} \dots \dots \dots (II.28)$$

Force axiale maximale dans les boulons à partir du moment M:

$$F_{Mi \text{ max}} = \frac{M \cdot r_{\text{max}}}{\sum_1^n r_i^2} \dots \dots \dots (II.29)$$

Force axiale maximale opérationnelle totale :

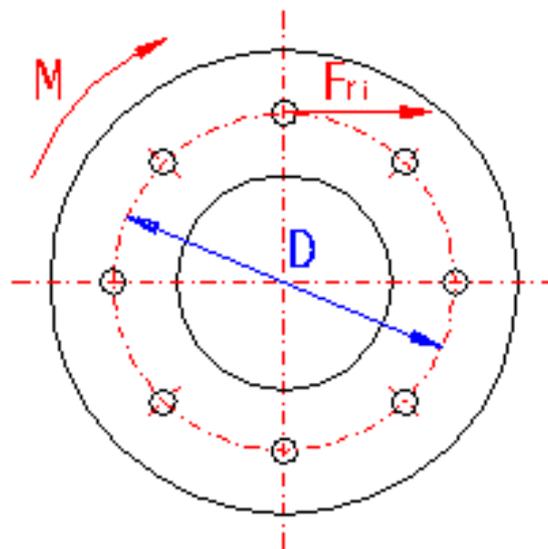
$$F_{\max} = F_{ai} + F_{M\max}$$

Forces radiales dans les boulons à partir de la composante  $F_r$  :

$$F_{ri} = \frac{Fr}{n} \dots \dots \dots (II.31)$$

L'assemblage en groupe est alors conçu comme un assemblage par boulon indépendant sous l'action d'une charge combinée de la force axiale  $F_{ai}$  et de la force transversale  $F_{ri}$ . Il est également nécessaire de ne pas oublier de contrôler la précontrainte conçue de l'assemblage en raison de la précontrainte minimale nécessaire  $F_{0\min}$ , déterminée en utilisant l'état de non déviation du bord du disque de base.

**II.11.8. Charge de l'assemblage par un moment dans le plan de contact : [15]**



**Figure II.27:** Representation

## Chapitre II : Éléments théoriques de dimensionnement des composants de machine

---

Si les brides circulaires sont exposées rien qu'à un moment de torsion, les différents boulons seront uniformément exposés à la force radiale:

$$F_{ri} = \frac{2M}{D.n} \dots \dots \dots (II.32)$$

L'assemblage en groupe est alors conçu comme un assemblage par boulon indépendant sous l'action de la force transversale  $F_{ri}$ .

## **Chapitre III**

**Caractérisation des pièces mécanique  
qui forme l'assemblage du treuil  
hydraulique:**

III.1. Caractérisation des pièces mécanique qui forme l'assemblage du treuil hydraulique:

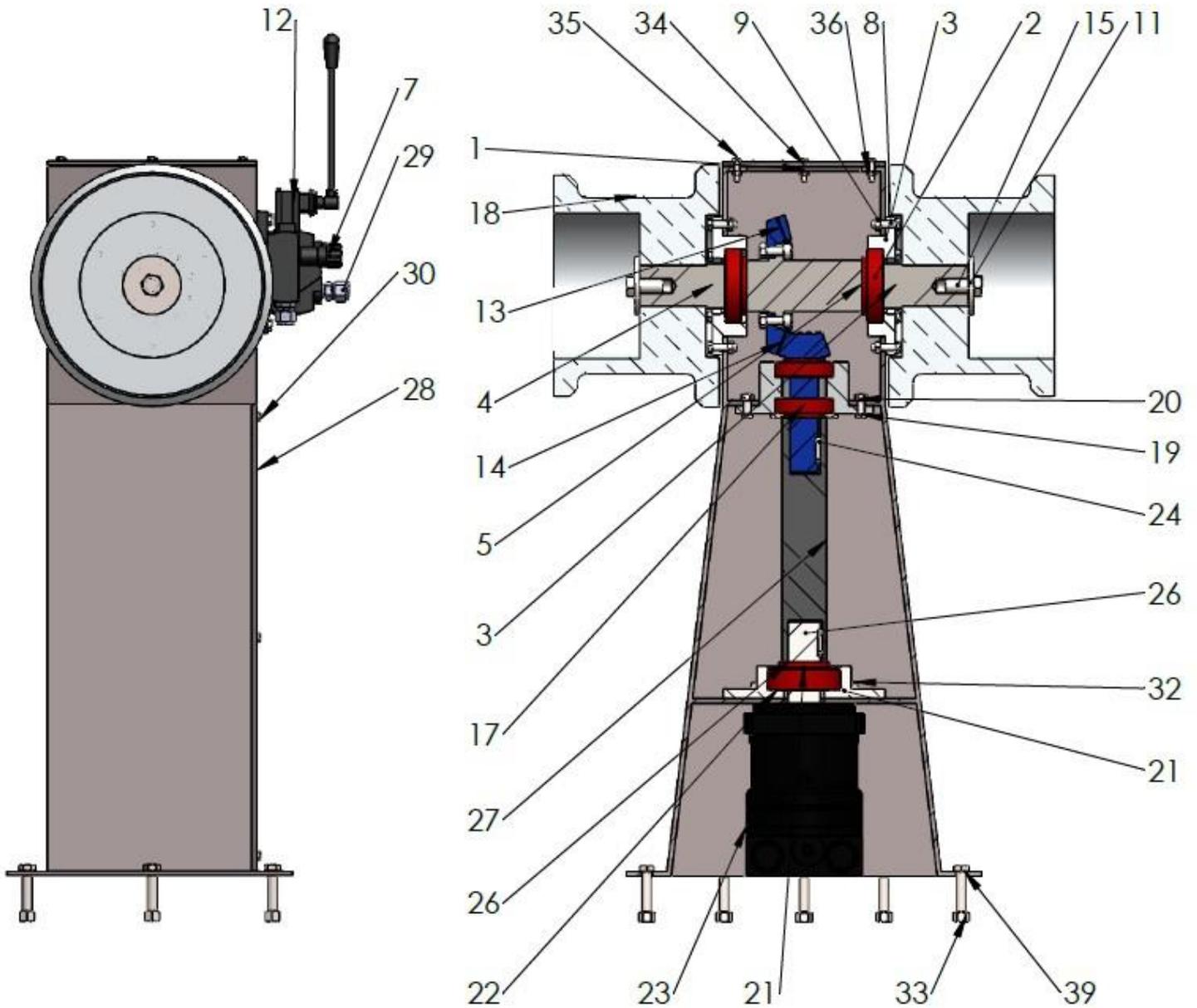


Figure III.1 : vue de coupe détaillée

**Chapitre III : Etude de conception du treuil et son dimensionnement**

No. ARTICLE	NOM DE PIECE	DESCRIPTION	MATIERE	OBSERVATION	QTE
1	CHASSIS		AISI 304L		1
2	ROULEMENT-R.C	ISO 355-2 - 2CE55 - 22,SI,NC,22			2
3	BRIDE-1		AFNOR XC48		1
4	BRIDE-2		AFNOR XC48		1
5	ARBRE		AFNOR XC48		1
6	CLAVETTE	KEY ISO 2491 16X7-70-A	42CrMo4		2
7	LIMITEUR-PRESS- HYD				1
8	Vis à tête hexagonale	ISO 8676 - M8x1.0 x 30- 30/16-N	C45 (1.1191)		16
9	ECROU HEXAGONAL	ISO - 8673 - M8 x 1.0 - W - N	C45 (1.1191)		12
10	ECROU HEXAGONAL	ISO - 8673 - M10 x 1.0 -W-N	C45 (1.1191)		10
11	RONDELLE	Washer ISO 7094 - 20	42CrMo4		2
12	DISTRIBUTEUR- HYD				1
13	COUR-C.D		AFNOR XC48	RECUIT:(670- 710)°c TREMPE: (830-850)°c à l'eau (840-860)°c à l'huile REVENU: (550- 660)°c	1
14	PIGN-C.D		AFNOR XC48	RECUIT:(670- 710)°c TREMPE: (830-850)°c à l'eau (840-860)°c à l'huile REVENU: (550- 660)°c	1

**Figure III.2**

**Chapitre III : Etude de conception du treuil et son dimensionnement**

15	VIS À TÊTE HEXAGONALE	ISO 8676 - M16 x 1.5 x 35	C45 (1.1191)		2
16	ROULEMENT-R.C	ISO 355-3 - 3DC35 - 16,SI,NC,16			2
17	BRIDE-03		AFNOR XC48		1
18	POULIE		EN 1395-1		2
19	ISO 8676 - M8x1.0 x 25-N		C45 (1.1191)		2
20	ECROU HEXAGONAL	ISO 8674 - M8 x 1.0	C45 (1.1191)		10
21	BRIDE-4		AFNOR XC48		1
22	ROULEMENT-R.C	ISO 355-5 - 5FD40 - 14,SI,NC,14			1
23	MOTEUR_vm400 1a03ccc_01				1
24	CLAVETTE	Key ISO 2491 10x6-32-A	42CrMo4		1
25	CLAVETTE	Key ISO 2491 12x6-32-A	42CrMo4		1
26	ARB-M.H-D40				1
27	AC-M.P-D55		AFNOR XC48		1
28	CACH-1		AISI 304L		1
29	STRAIGHT FITTING	BRASS TUBE FITTING - STRAIGHT - #B- 810-1-6			6
30	STRAIGHT FITTING	BRASS TUBE FITTING - STRAIGHT - #B- 400-1-6			1
31	Vis à tête hexagonale	ISO 4017 - M6 x 20-20/10-8.8	C45 (1.1191)		8
32	Ecrou hexagonal	ISO 4033 - M6	C45 (1.1191)		7

**Figure III.3**

33	hex screw gradeab fine_iso	ISO-8676- M12x1.5x70- 70/50-N			4
34	ECROU HEXAGONAL	ISO 4034 - M12	C45 (1.1191)		16
35	CACH-02		AISI 304L		1
36	VIS À TÊTE HEXAGONALE	ISO 4017 - M6 X 25-20/10-8.8	C45 (1.1191)		7
37	ECROU HEXAGONAL	ISO 4032 - M6	C45 (1.1191)		8
39	Vis hexagonale creuse tête cylindrique	ISO 4762 - M10 x 16- 30/15-8.8	C45 (1.1191)		9
40	VIS À TÊTE HEXAGONALE	ISO 4014 - M12 x 50	C45 (1.1191)		12

**Figure III.4 (figure III (2-3-4)) : Nomenclature**

III.2. Etude dynamique sur le système :

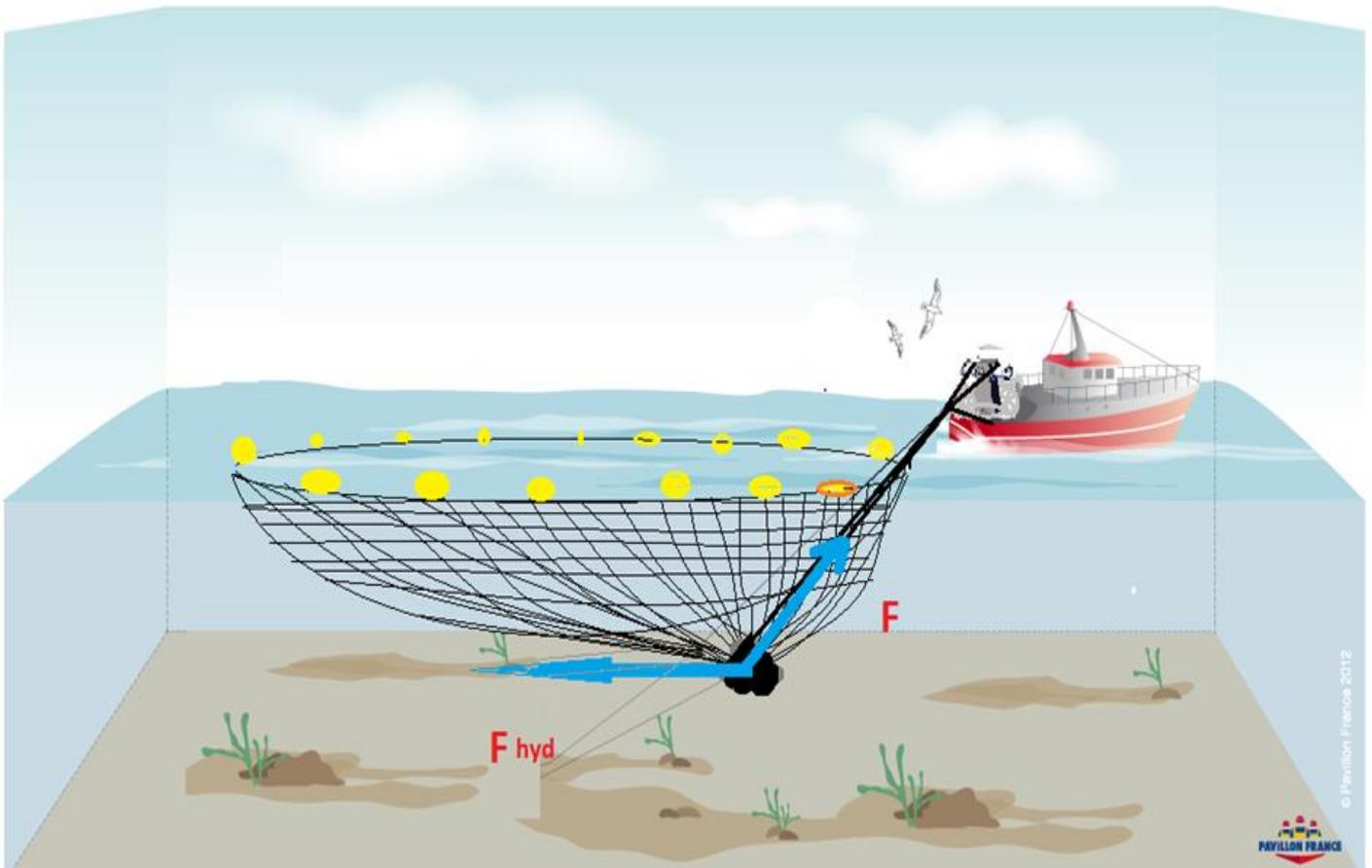


Figure III.5 : les forces agissantes sur le système

**III.2.1. Introduction : [16]**

Pendant l'avancement de la carène lorsqu'un mobile se déplace dans un fluide, sa vitesse est limitée par la capacité du fluide à s'opposer à ce mouvement, et plus particulièrement par ses caractéristiques de "résistance à l'avancement", ou "traînée" au sens large. A une vitesse donnée (stabilisée et constante, ce qui correspond à un mouvement rectiligne uniforme), la traînée est égale en intensité et opposée en sens à la force responsable du déplacement du mobile (principe de l'équilibre). Sa forme la plus générale s'écrit :

$$F_{hyd} = (1/2) \times \rho \times C_d \times S \times V^2 \dots \dots \dots (III.1)$$

**III.2.2. Détermination de l'effort nécessaire pour la traction du filet :**

$\rho$  : est la masse volumique du fluide (1025 à 1030 kg.m<sup>-3</sup> pour l'eau de mer)

$C_d$  : est le coefficient de traînée du corps considéré (il dépend de sa forme)

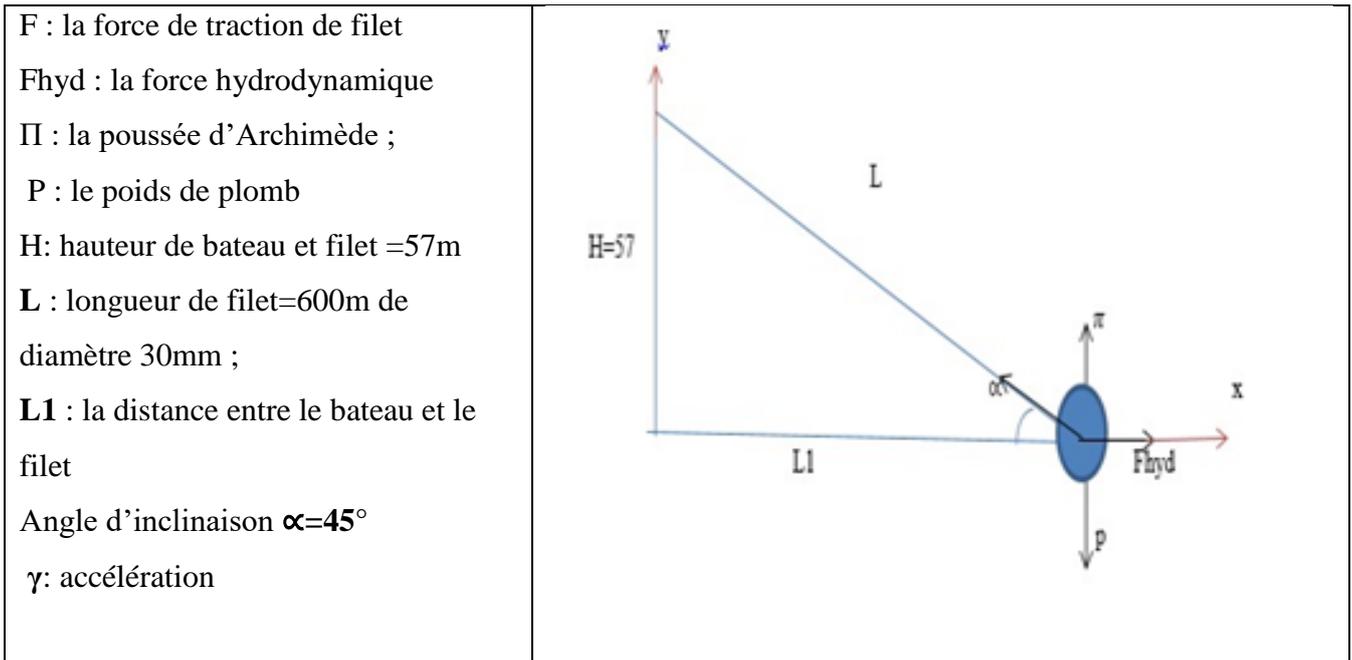
$S$  : est la surface mouillée ou surface immergée en m<sup>2</sup>

$V$  : est la vitesse de déplacement relative de l'objet par rapport au fluide

Pour commencer notre travail on doit d'abord chercher la force de traction de filet,

On cherche les forces appliquée sur les plombs de filet :

On applique le 2eme principe de la dynamique :



**Figure 6** : les forces appliquées

On considère la résultante du poids de plombs et la poussée d'Archimède est nulle

$$\sum F_{ext} = F - F_{hyd} + P + \pi = m \gamma \dots\dots\dots(III.2)$$

On Projet selon OX :

$$\sum F/ox = Fx - Fx_{hyd} = m \times \gamma x \dots\dots\dots(III.3)$$

On Projet selon OY :

$$\sum F/oy = Fy = m \times \gamma y \dots\dots\dots(III.4)$$

### Chapitre III : Etude de conception du treuil et son dimensionnement

Avec :  $m$  : la masse du filet et des plombs = 1700kg

$\gamma$  : L'accélération ( $\gamma_x$  : accélération suivant x,  $\gamma_y$  : accélération suivant y)

$$\gamma_x = \gamma \times \cos \alpha$$

$$\gamma_y = \gamma \times \sin \alpha$$

On cherche à retirer le filet en 90s, Alors il faut calculer l'accélération et la vitesse nécessaire

Alor :  $\gamma(t) = dv/dt \leftrightarrow dv = \gamma(t) \times dt \dots\dots\dots(III.5)$

On intègre l'équation (1) on aura :

$$V(t) = \gamma \cdot t \dots\dots\dots(III.6)$$

On a :  $V(t) = dx/dt \leftrightarrow dx = v(t) \times dt \dots\dots\dots(III.7)$

On intègre l'équation (3) on aura :

$$X(t) = \frac{1}{2} \cdot \gamma \cdot t^2 \dots\dots\dots(III.8)$$

Avec :  $X(t) = 191.08$  et  $t = 90s$  on remplace la valeur de  $x(t)$  et  $(t)$  dans l'équation (III.8) :

$$191.08 = \frac{1}{2} \gamma \times 90^2 \quad \text{on aura :} \quad \gamma = (191.08 \times 2) / 90^2 = 0.047 \text{m/s}^2$$

$$\gamma = 0.05 \text{m/s}^2$$

On remplace la valeur de ( $\gamma$ ) dans l'équation (III.2) :

$$V(t) = 0.05 \times 90 \quad \rightarrow \quad V(t) = 4.5 \text{m/s}$$

a). Calcul de la force hydrodynamique :

$$F_{hyd} = \frac{1}{2} \times \rho \times c_d \times v^2 \times s \dots\dots\dots(III.1)$$

Avec :

$\rho$  : masse volumique de l'eau de mer = 1025 à 1030kg/m<sup>3</sup>

$C_d$  : coefficient de trainée = 0.47

### Chapitre III : Etude de conception du treuil et son dimensionnement

---

V : vitesse linéaire = 4.5m/s

S : la surface totales du plomb =  $4\pi r^2$  avec r le rayon de plombs

On considère le plomb comme une sphère alors  $V_{\text{plomb}} = \frac{4\pi r^3}{3}$

Pour calcul le rayon de plomb il faut d'abord calculer son volume

On a la masse volumique des plombs  $\rho = 11300\text{kg/m}^3$

Et la masse des plombs  $m = 1700\text{kg}$

Alors le volume des plombs  $V_{\text{plomb}} = m/\rho = 1700/11300 = 0.15\text{m}^3$

Calcul de rayon :  $V_{\text{plomb}} = \frac{4\pi r^3}{3} = 0.15 \leftrightarrow r = \left(\frac{0.15 \times 3}{4\pi}\right)^{1/3} = 0.33\text{m}$

On remplace r on trouve :  $S = 1.37\text{m}^2$

On remplace ces valeurs dans l'équation (III.1) :

$$F_{\text{hyd}} = \frac{1}{2}(1030 \times 0.47 \times 4.5^2 \times 1.37)$$

$$F_{\text{hyd}} = 6715.07 \text{ N}$$

On revient à l'équation .... (III.3) et (III.4)

On trouve que :  $F_x = m \times \gamma \times \cos 45 + F_{\text{hyd}}$

$$F_y = m \times \gamma \times \sin 45$$

Alors :  $F_x = 1700 \times 0.05 \times \cos 45 + 6715.07$  avec  $\cos 45^\circ = 0.71$

$$F_x = 6775.43 \text{ N}$$

Et  $F_y = 1700 \times 0.05 \times \sin 45$  avec  $\sin 45^\circ = 0.70$

$$F_y = 60.104$$

B .Calcul de la force totale de traction (calcul de la résultante totale des forces)

$$F = \sqrt{(F_x^2 + F_y^2)}$$

$$F = 6775.43 \text{ N}$$

C .Calcul de la puissance mécanique nécessaire pour cette force

$$P = F \times V \dots\dots\dots(III.8)$$

Avec : P : puissance mécanique

F : force de traction = 6775.43 N

V : vitesse de traction = 4.5 m/s

Alors :

$$P = 30489.5 \text{ watt} = 30.5 \text{ KW}$$

D .Calcul de la vitesse angulaire de l'arbre par rapport au rayon de la poulie :

On a :  $\omega = v/r \dots\dots\dots(III.10)$

Avec v : la vitesse de traction = 4.5m/s

R : le rayon de la poulie = 0.1085m

Alors :

$$\omega_1 = 41.5 \text{ rad/s} = 396.5 \text{ tours/min}$$

### III.3. Dimensionnement des composantes mécaniques du treuil :

#### III.3.1. Dimensionnement de l'arbre :

Avant de procéder au calcul de l'arbre-, il faut connaître le type de fonctionnement de ce dernier, et cela a pour objectif de bien indiquer les types de sollicitations qu'il subit et aussi les considérations à tenir en compte. Pour connaître tout cela il faut bien indiquer le mécanisme de travail de l'arbre Dans notre cas l'arbre à dimensionner c'est l'arbre d'un treuil d'un bateau de pêche (sardinier) Dans ce cas, les considérations à tenir en compte, c'est que l'arbre est considéré comme une poutre reposant sur des appuis articulés. L'arbre est

### Chapitre III : Etude de conception du treuil et son dimensionnement

sollicité en flexion à cause des forces qui agissent sur lui, et sollicité aussi en torsion, due à la chaîne de transmission.

Pour le calcul du diamètre de l'arbre, il faut d'abord évaluer les réactions et les moments fléchissant

Démarche :

- Calcul des résultantes des efforts extérieurs.
- Calcul des moments de torsions (constants) dans chaque tronçon.
- Calcul des moments fléchissant.
- Calcul du moment idéal.
- Calcul du diamètre local.

Application :

On considère l'arbre comme une poutre représenté sur la figure suivant repose sur deux appuis simple A et B soumise a deux charge concentre P1 le poids de l'arbre et P2 le poids de la couronne

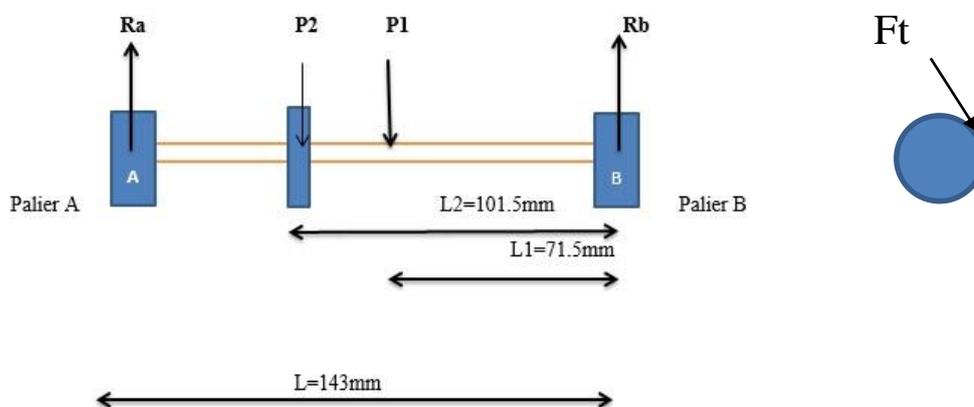


Figure III.7 : les efforts appliqués sur l'arbre

$$\sum F/x = 0$$

$$\sum F/y = R_a + R_b - P_2 - P_1 = 0 \dots \dots \dots (III.11)$$

$$\sum M/B = R_a \times L - P_2 \times L_2 - P_1 \times L_1 \dots \dots \dots (III.12)$$

Les forces qui sollicitent l'arbre sont :

R<sub>a</sub> ; R<sub>b</sub> : les réactions d'appuis

P<sub>1</sub> : poids de l'arbre

P<sub>2</sub> : poids de la couronne

F<sub>t</sub> : effort tangentiel sur la rue

Calcul du poids de l'arbre :

On a dimensionné un arbre qu'était déjà fait dans l'entreprise qui pèse 7.8kg

Alors : 
$$P = 7.8 \cdot 10 \rightarrow P = 78N$$

- calcul du poids de la couronne :

$$P = m \cdot g \dots \dots \dots (III.13)$$

Avec 
$$m = \rho \cdot v \dots \dots \dots (III.14)$$

$\rho$  : la masse volumique de l'acier = 7800kg/m<sup>3</sup> ;  $v$  : le volume =  $\pi d^2/4 \times e$

### Chapitre III : Etude de conception du treuil et son dimensionnement

$e$  : épaisseur de la roue = 0.03m ;  $d$  : diamètre de la roue = 0.170-0.068=0.102m

On aura :  $v = 0.000245m^3$  ;  $m = 1.91kg$  et  $P = 19.1N$

$P_1$  : poids de l'arbre = 35.8N ;  $P_2$  : poids de la roue = 19.1N

La distance	L	L1	L2
La valeur en (mm)	143	71.5	101.5

$$\sum M/b = R_a \cdot L - P_2 \cdot L_2 - P_1 \cdot L_1$$

$$R_a = (P_1 \cdot L_1 + P_2 \cdot L_2) / L = 52.6 \text{ N}$$

Alors :

$$R_b = (P_1 + P_2) - R_a = 44.52 \text{ N.}$$

- e. Calcul des moments fléchissant et les efforts tranchants :

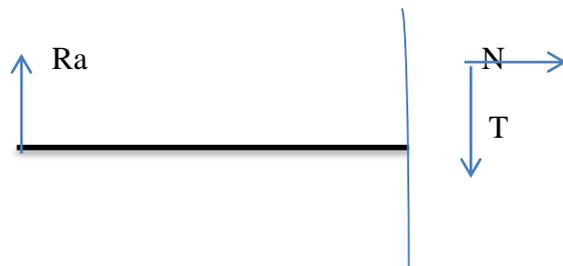
Pour calculer les moments fléchissant et les efforts tranchants en utilise la méthode des tronçons :

Tronçons1 :  $0 < x < 41.5$

$$T_1 = R_a = 52.6 \text{ N tronçons :}$$

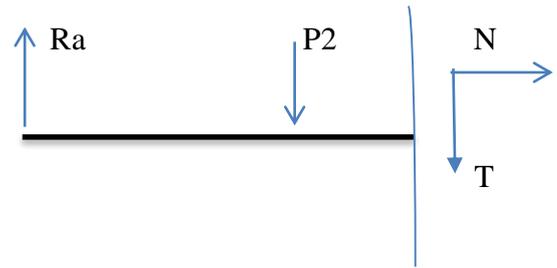
Tronçons1 :  $0 < x < 41.5$

$$T_1 = R_a = 52.6 \text{ N}$$



$$M_f = R_a \times x \text{ pour (Avec } x = L - L_2) \left\{ \begin{array}{l} X=0 \rightarrow M_{f1} = 0 \\ X=41.5 \rightarrow M_{f1}' = 2.2 \text{ N.m} \end{array} \right.$$

### Chapitre III : Etude de conception du treuil et son dimensionnement



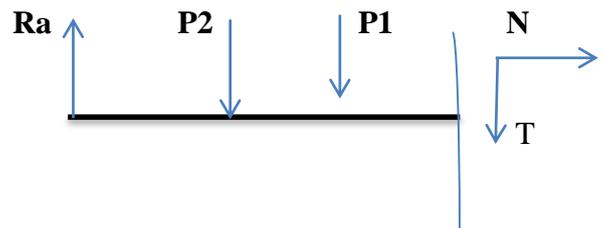
Tronçons2 :  $41.5 < x < 71.5$

$$T_2 = Ra - P2 = 33.48 \text{ N}$$

$$Mf_2 = Ra \times x - P2(x - 41.5) \text{ pour } \begin{cases} X=41.5 \rightarrow Mf_2 = 2.2 \text{ N.m} \\ X=71.5 \rightarrow Mf_2' = 3.2 \text{ N.m} \end{cases}$$

Tronçons 3 :  $71.5 < x < 143$

$$T_3 = Ra - P1 - P2 = -44.52 \text{ N}$$



$$Mf_3 = Ra \times x - P2(x - 41.5) - P1(x - 71.5) \text{ pour } \begin{cases} X = 71.5 \rightarrow Mf_3 = 3.2 \text{ N.m} \\ X = 143 \rightarrow Mf_3' = 0.004 \text{ N.m} \end{cases}$$

Mf	Mf1	Mf2	Mf3	Mf1'	Mf2'	Mf3'
La valeur en N.m	0	2.2	3.2	2.2	3.2	0.004

Le moment fléchissant max :

$$Mf_{\max} = Mf_2' = 3.2 \text{ N.m}$$

- Calcul du moment de torsion :

$$P = M_t \times \omega$$

P : puissance = 30489.5watt

Mt : moment de torsion

$\omega$  : vitesse angulaire = 41.5 rad/s = 396.2tour/min

Alors :  $M_t = P / \omega$

$$M_t = 734.7N.m$$

Il s'agit donc d'une sollicitation composée, En combinant les deux moments, flexion et torsion, on obtient un moment « idéal »

- Calcul du moment idéal :

$$M_i = \sqrt{(M_f^2 + 0.75M_t^2)} \dots\dots\dots(II.5)$$

$$M_i = 636.49N.m$$

- Calcul du diamètre :

Avec Rm : la résistance à la rupture de l'acier XC48 = 590Mpa

$$d \text{ (mm)} = 42,8 \frac{\frac{M_i}{(N.m)}^{0.352}}{\frac{R_m}{(Mpa)}^{\frac{1}{3}}} = \frac{636.3^{0.352}}{590^{\frac{1}{3}}} \dots\dots\dots(II.20)$$

$$d = 49.5mm$$

On prend un diamètre normalisé d=50mm

- Calcul des contraintes dans la section (RDM) :

**Flexion :**  $\sigma = \frac{h \times M f}{Iz}$  avec  $h = d/2$  ;  $Iz = \frac{\pi D^4}{64}$   $d=0.05$  m

$$\sigma = \frac{32 M f}{\pi D^3} = \frac{32 \times 3.2}{\pi \times 0.05^3}$$

$\sigma = 260759.44$ Mpa
--------------------------

**Torsion :**  $\tau = \frac{h M t}{I0}$  avec  $h = d/2$  ;  $I0 = \frac{\pi D^4}{32}$  b

$$\tau = \frac{16 M T}{\pi D^3} = \frac{16 \times 734.7}{\pi \times 0.05^3}$$

$\tau = 29934369.6$ N.m
-------------------------

Calcul de la contrainte admissible :  $\sigma_{fadm} = \frac{\sigma_{vm}}{s^*}$

$$\sigma_{vm} = \frac{32}{\pi d^3} \sqrt{M i} = \frac{32}{\pi \times 0.05^3} \sqrt{636.3} \dots \dots \dots (II.4)$$

$\sigma_{vm} = 2055516.8$ Mpa
-------------------------------

$$\sigma_{fadm} = \frac{\sigma_{vm}}{s^*}$$

$s = 10$  alors  $\sigma_{fadm} = \frac{\sigma_{vm}}{s^*} = \frac{2055516.8}{10}$

$\sigma_{fadm} = 205551.68$ Mpa
---------------------------------

III.3.2. Dimensionnement de transmission de puissance par engrenages coniques a Denture droits :

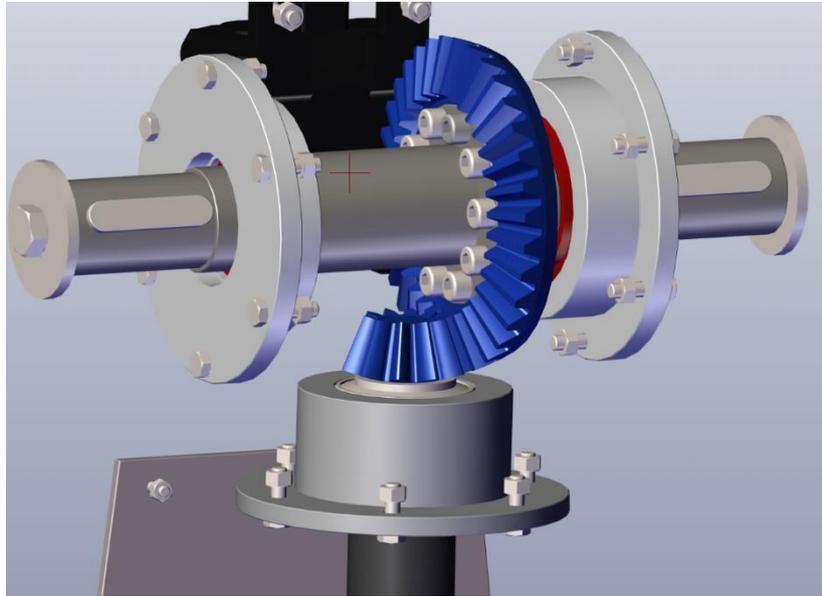


Figure III.8 : couple conique à denture droite

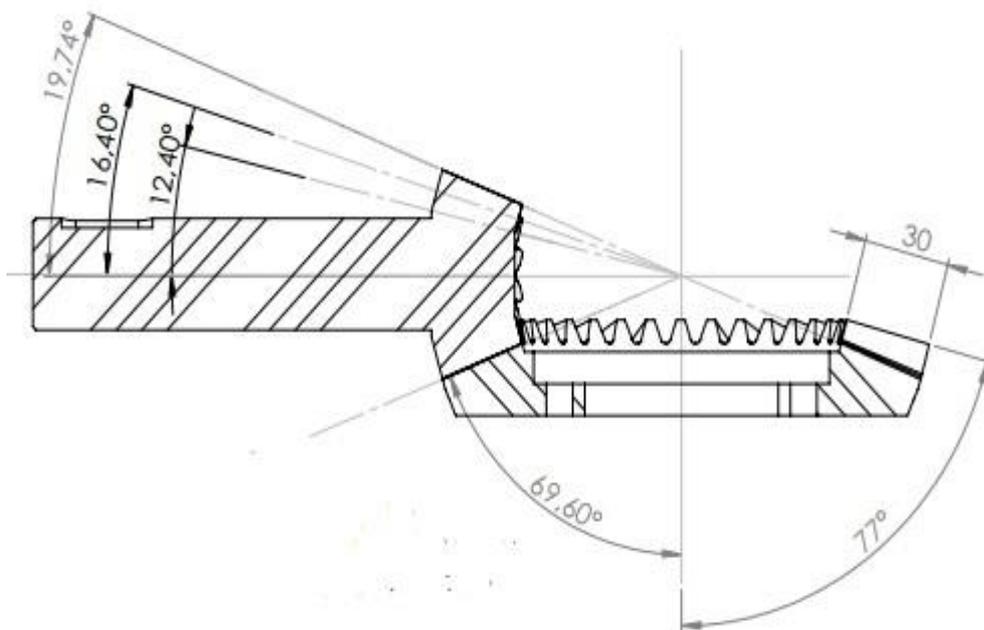


Figure III.9 : les cotes et les dimensions du couple

- Calcul du module de l'engrenage :

On a :

$$\frac{d1}{d2} = \frac{Z1}{Z2} = \frac{n2}{n1}$$

Et :

$$D = m \times z \dots \dots \dots (III.13)$$

Avec d1 : diamètre primitif de la roue 1=170mm ; d2 : diamètre primitif de pignon= 50mm

Et Z1 : nombre de dents de la roue 1=34 ; Z2 : nombre de dents du pignon =10

M : le module normalisé

$$\text{On prend : } 170 = m \times 34 \leftrightarrow m = \frac{170}{34}$$

$$\boxed{M = 5\text{mm}}$$

- Calcul de la vitesse de rotation n2 :

On a : n1=396.2tour/min

$$\frac{n2}{n1} = \frac{34}{10} = 3.4$$

Alors :

$$n2 = n1 \times 3.4 \leftrightarrow n2 = 396.2 \times 3.4$$

$$\boxed{n2 = 1347.08 \text{ tour/min}}$$

- Calcul de l'angle primitif  $\sigma$  :

$$\tan \sigma_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{n_2}{n_1} = 3.4$$

$$\rightarrow \sigma_1 = \tan^{-1} 3.4$$

$$\rightarrow \boxed{\sigma_1 = 73.6^\circ}$$

On a :  $\sigma_1 + \sigma_2 = 90^\circ \leftrightarrow \sigma_2 = 90 - 73.6$

$$\boxed{\sigma_2 = 16.4^\circ}$$

- Calcul de l'entraxe L :

$$\boxed{L = \frac{d_1}{2 \sin \sigma_1} = \frac{170}{2 \sin 73.6} = 88.61 \text{ mm}}$$

On a :  $\frac{l}{4} < b < \frac{l}{3}$  avec b : largeur de dent

- Calcul de l'angle de saille :

$$\theta_a = \frac{m}{l} = \frac{5}{88.61} = 0.056 \rightarrow \theta_a = \tan^{-1} 0.056$$

$$\theta a = 3.43^\circ$$

- Calcul de l'angle de creux  $\theta f$ :

$$\tan \theta f = \frac{1.25m}{l} = \frac{1.25 \times 5}{88.88} = 0.07 \quad \rightarrow \quad \theta f = \tan^{-1} 0.07$$

$$\boxed{\theta f = 4^\circ}$$

- Calcul de la Saille :

$$ha = m = 5\text{mm}$$

- Calcul du creux hf :

$$hf = 1.25 \times m \leftrightarrow hf = 1.25 \times 5$$

$$\boxed{Hf = 6.25\text{mm}}$$

- Calcul de la hauteur de dents H

$$H = ha + hf = 2.25 \times m \quad \leftrightarrow \quad H = 2.25 \times 5$$

$$\boxed{H = 11.25\text{mm}}$$

- Calcul du diamètre de tête Da :

$$Da1 = d1 + 2m \times \cos \sigma 1 \quad \leftrightarrow \quad Da1 = 170 + 10 \times \cos 73.6^\circ \leftrightarrow Da1 = 172.8$$

$$Da2 = d2 + 2m \times \cos \sigma 2 \quad \leftrightarrow \quad Da2 = 50 + 10 \times \cos 16.4^\circ \leftrightarrow Da2 = 59.6$$

- Calcul du diamètre de pied Df :

$$Df1 = d1 - 2.5m \times \cos \sigma 1 \quad \leftrightarrow \quad Df1 = 170 - 2.5 \times 5 \times \cos 73.6^\circ \leftrightarrow Df1 = 166.47\text{mm}$$

$$Df2 = d2 - 2.5m \times \cos \sigma 2 \quad \leftrightarrow \quad Df2 = 50 - 2.5 \times 5 \times \cos 16.4^\circ \leftrightarrow Df2 = 38\text{mm}$$

- Calcul de l'angle de tête  $\sigma A$  :

$$\sigma_{1a} = \sigma_1 + \theta_a \leftrightarrow \sigma_{1a} = 73.6 + 3.43 \leftrightarrow \sigma_{1a} = 77.03^\circ$$

$$\sigma_{2a} = \sigma_2 + \theta_a \leftrightarrow \sigma_{2a} = 16.4 + 3.43 \leftrightarrow \sigma_{2a} = 19.83^\circ$$

$$\sigma_{1a} = 77.03^\circ ; \sigma_{2a} = 19.83^\circ$$

**1. Calcul l'angle de pied :**

$$\sigma_{1f} = \sigma_1 - \theta_f \leftrightarrow \sigma_{1f} = 73.6 - 4 \leftrightarrow \sigma_{1f} = 69.6^\circ$$

$$\sigma_{2f} = \sigma_2 - \theta_f \leftrightarrow \sigma_{2f} = 16.4 - 4 \leftrightarrow \sigma_{2f} = 12.4^\circ$$

$$\sigma_{1f} = 69.6^\circ$$

$$\sigma_{2f} = 12.4^\circ$$

- Calcul du diamètre primitif moyen pour la roue :

Rm : rayon moyen primitif

Ra : rayon de tête

$$R_m = R_a - (b/2) \sin \sigma_1 \dots\dots\dots(III.14)$$

On prend b=30mm

$$R_m = \frac{170}{2} - \frac{30}{2} \times \sin 73.6 \leftrightarrow R_m = 70.6 \text{ mm}$$

$$D_{pm} = 70.6 \times 2 \leftrightarrow D_{pm} = 141.2 \text{ mm}$$

**Tableau récapitulatifs :**

Désignation	Symbole	Formule	Couronne	Pignon
Module	M	Par un calcul de RDM	5	5
Nombre de dents	Z	Par un rapport de vitesse	34	10
Angle primitif	$\sigma$	$\tan\sigma_1 = Z_1 / Z_2$	73.6	16.4
Diamètre primitif	D	$d_1 = mZ_1$ et $d_2 = mZ_2$	170	50
Largeur de denture	B	$b = km$ ( $5 < k < 6$ )	30mm	30mm
Diamètre de tête	Da	$d_{a1} = d_1 + 2 \times m \cos\sigma_1$	172.8	59.6
Diamètre de pied	Df	$d_{f1} = d_1 - 2,5 \times m \times \cos\sigma_1$	166.47mm	38mm
Saillie	Ha	$h_a = m$	5	5
Creux	Hf	$h_f = 1,25 \times m$	6.25mm	6.25mm
Hauteur de dent	H	$h = m \times 2,25$	11.25mm	11.25mm
Angle de saillie	$\theta_a$	$\theta_a = m / L$	3.43°	3.43°
Angle de creux	$\theta_f$	$\theta_f = 1,25m / L$	4	4
Angle de tête	$\sigma_{a1}$	$\sigma_{a1} = \sigma_1 + \theta_a$	77.03°	19.83°
Angle de pied	$\sigma_{f1}$	$\sigma_{f1} = \sigma_1 - \theta_f$	69.6°	12.4°
L'entraxe	L	$L = d / 2 \sin\sigma$	88.61mm	88.54mm

**Tableau III.1 : tableau récapitulatif**

**III.3.2.1. Calcul des efforts sur les dentures :**

- calcul d'effort tangentiel :

$$Kt = \frac{1.95 \times 10^6 \times H}{Dpm \times N} \dots\dots\dots (II.8)$$

H = puissance transmis en KW = 30.489

Dpm = diamètre primitif moyen en mm

N = vitesse de rotation en tr/min = 396.2 tour/min

On aura :

$$Ft = 1062.75 \text{ N}$$

	Roue menant (roue 1)	Roue menée (roue 2)
Effort radial Fr	$Fr = Ft (\tan \alpha n \times \cos \delta 1)$	$Fr = Ft (\tan \alpha n \times \cos \delta 2)$
Effort axial Fa	$Fa = Ft (\tan \alpha n \times \sin \delta 1)$	$Fa = Ft (\tan \alpha n \times \sin \delta 2)$

- **Effort axial et radial :**

D'où :

$\delta$ : l'angle primitif

$$\delta_1 = 73.6; \delta_2 = 16.4$$

Et  $\alpha_n$ : angle de pression réel = 20°

	Roue menant (roue 1)	Roue menée (roue 2)
Effort radial Fr	Fr = 109.21 N	Fr' = 371.1N
Effort axial Fa	Fa = 371.1N	Fa' =109.21N

On a :  $F_a = F_s'$

Calcul de l'effort sur la denture :  $F = \sqrt{F_s^2 + F_a^2}$  .....

$F = 386.80N$
---------------

• **Calcul du couple :**

$$C = Ft \times r_m \dots \dots \dots (III.15)$$

Ft : Effort tangentiel = 1062.74 N

Rm : le rayon de pignon = 0.0175m

$C = 18.6 \text{ N.m}$
------------------------

**III.3.2.2. Calcul du couple pour l'arbre 1 :**

on a :  $C = F_{hyd} \times r$  avec : C :le couple

$F_{hyd}$  : la force hydrodynamique = 6715.07 N

R : le rayon de l'arbre = 0.0332m

$C = 222.94 \text{ N.m}$
--------------------------

**III.3.3. Dimensionnement des clavettes :**

La clavette est normalisée. A partir du diamètre de l'arbre on a les cotes j et b imposées (voir page 34). Seule la longueur L est à déterminer.

On a le diamètre de l'arbre =50mm à partir du tableau 9 de l'annexe numéro 6 :

$$A=14 \quad ; \quad b = 9 \quad ; \quad S = 0.60 \quad \text{et} \quad j = b -5.5$$

**III.3.3.1. Effort exercé par le moyeu:**

$$F = \frac{C}{(d/2)} \dots \dots \dots (III.16)$$

On a le couple  $C = 222.94 \text{ N.m}$

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

Alors : 
$$F = \frac{222.94}{25} = 8.91 \text{ N}$$

**a). Pression de contact :**

$$P = F / S \dots\dots\dots(\text{II.14})$$

Avec : S est la surface de contact clavette/moyeu =  $L_c \cdot h$

h : hauteur 1/2 flanc,  $h = j + b - s - d = b - s - j'$

Avec :  $j' = d - j$

$j' = 50 - (50 - 5.5) \rightarrow j' = 5.5$

Alors :  $h = b - s - j'$

$b = 9 ; S = 0.60$  et  $j = d - 5.5$

$h = 9 - 0.60 - 5.5$

$h = 2.9$

$L_c$  : longueur du contact clavette/moyeu

Donc 
$$p = \frac{F}{(L_c \cdot h)} \dots\dots\dots(\text{II.15})$$

**c). La condition de résistance au matage :**

$$p < p_{adm}$$

Soit : 
$$\frac{F}{(L_c \cdot h)} < p_{adm}$$

à partir du tableau 10 de l'annexe 6 on a  $P_{adm} = 75 \text{ Mpa}$  (matière XC48)

Donc : 
$$L_c > \frac{F}{h \cdot p_{adm}} \dots\dots\dots(\text{II.16})$$

$$L_c > \frac{8.91}{2.9 \times 75} = 0.04 \text{ m} = 40 \text{ mm}$$

**d). La longueur réelle de la clavette :**

Suivant la forme de la clavette, sa longueur réelle devra être :

- Forme A :  $L_{réelle} = L + a$

Avec  $a = 14$

Alors  $L_c = 40 + 14 = 54\text{mm}$

**III.3.4. Calcul et choix des roulements :**

**Données de l'étude :**

On a choisi un roulement à rouleaux coniques série 33011

Designation	Dimensions principales			Charges de base		Vitesses de base	
	d [mm]	D [mm]	T [mm]	C [kN]	C <sub>0</sub> [kN]	Reference speed [r/min]	Limiting speed [r/min]
■ 17FL 050	50	105	32	134	137	4 800	6 300
■ 18790/18720	50.8	85	17.462	62.1	65.5	6 300	8 000
■ 368 A/362 A	50.8	88.9	20.638	94	91.5	6 300	7 500
■ 368 A/362 X	50.8	90	25	94	91.5	6 300	7 500
☆ ■ 537/532 X	50.8	107.95	36.512	183	190	5 300	6 300
☆ ■ 539/532 X	53.975	107.95	36.512	183	190	5 300	6 300
■ <a href="#">72212/72487</a>	53.975	123.825	36.512	174	160	4 300	5 600
■ LM 806649/610	53.975	88.9	19.05	71.5	78	6 000	7 000
☆ ■ 30211	55	100	22.75	111	106	5 300	6 700
☆ ■ 30311	55	120	31.5	176	163	4 800	5 600
☆ ■ 31311	55	120	31.5	149	137	4 300	5 600
☆ ■ 32011 X	55	90	23	99.4	116	5 600	7 000
☆ ■ 32211	55	100	26.75	130	129	5 300	6 700
☆ ■ 32311	55	120	45.5	245	250	4 300	5 600
☆ ■ 33011	55	90	27	111	137	5 600	7 000

**Figure III.10 : catalogue des roulements de type SKF**

### Chapitre III : Etude de conception du treuil et son dimensionnement

Le roulement de type SKF est choisi en fonction des charges qui s'exercent sur lui c'est-à-dire en calculant la charge équivalente

Vérifier avec le diamètre de l'arbre il doit avoir 55mm à l'emplacement des roulements

De capacité :

$$C = 111\text{KN} ; C_0 = 137 \text{ kN}$$

$$\text{Coefficients : } e=0,31 ; Y=1,90 \quad Y_0=1.1$$

La vitesse de rotation est de 396.2 tr/min

$$D_{\text{ext}}=90\text{mm} \quad ; \quad d_{\text{inter}}=55\text{mm} ; \quad \text{épaisseur} =27\text{mm}$$

#### III.3.4.1. Durée de vie des roulements :

Pour déterminer la durée de vie simplifiée suivant la norme ISO 281, on calcule :

La charge radiale dynamique équivalente

P : La durée nominale L10

- Calcul des charges axiales et radiales des roulements :

Les charges appliquées sur les arbres sont supportées par les roulements

Avec  $F_r$  : force radiale

$F_a$  : force axial

**i)** La charge axial : 
$$F_a = \frac{0.5F_r}{Y}$$

**ii)** 
$$F_a = \frac{0.5F_r}{Y_1} = N$$

#### a). La charge dynamique équivalente :

$$\text{Si } \frac{F_a}{F_r} \leq e \text{ alors } P = F_r$$

$$\text{Si } \frac{F_a}{F_r} > e \text{ alors } P = 0.4F_r + YF_a \dots\dots\dots(\text{II.11})$$

La charge dynamique pour les roulements

On a :  $e = 0.30$  et  $\frac{Fa}{Fr} = \frac{109.21}{371.6} = 0.29 \leq e$  alors :  $P = Fr = N$

**b). La charge statique équivalente :**

$$P_0 = 0.5Fr + Y_0.Fa$$

$Y_0 = 1.9$  donc :

$$P_0 = 0.5 \times fr + 1.9 \times fa = 392.999N$$

**c). La durée de vie :**

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

**C** : Charge dynamique de base (en Newton)

**P** : Charge dynamique équivalente appliquée au roulement

**n** : constante dépendant de la nature du contact  $10/3$  pour linéique.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_1}\right)^n = \left(\frac{111000}{371.6}\right)^{\frac{10}{3}} = 179.128036 \times 10^6 \text{ (tours)}$$

**d). Calcul de la durée de vie nominale L10 :**

$$L_{10h} = \frac{L_{10}}{60N} \dots \dots \dots (II.12)$$

L10h: Durée de vie nominale en heures de fonctionnement

L10 : Durée de vie

N : vitesse de rotation (en tr/mn)

$$L \cdot 10h = \frac{\left(\frac{111000}{371.6}\right)}{(60 \times 396.2)} = 7535.25h \quad \longleftrightarrow \quad 4 \text{ ans}$$

### III.3.5. Dimensionnement des boulons :

#### III.3.5.1. Calcul des boulons soumis à une charge de traction :

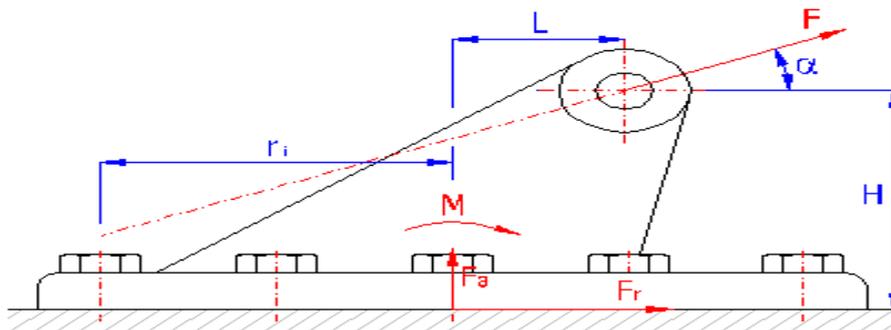


Figure III.11 : les charges sur les boulons

#### a). Calcul $F_a$ et $F_r$ :

$$F_a = F_{hyd} \times 2 \times \sin\alpha \quad ; \quad F_r = F_{hyd} \times 2 \times \cos\alpha$$

Avec  $F_{hyd}$  : la force hydrodynamique = 6715.07 multiplier par 2 car elle est supporté par les deux poulies

et  $\alpha = 45^\circ$

$$F_a = 6715.07 \times 2 \times \sin 45^\circ \quad ; \quad F_r = 6715.07 \times 2 \times \cos 45^\circ$$

$$F_a = 9496.54 \text{ N} \quad ; \quad F_r = 9496.54 \text{ N}$$

**b). Calcul du moment au centre de gravité :**

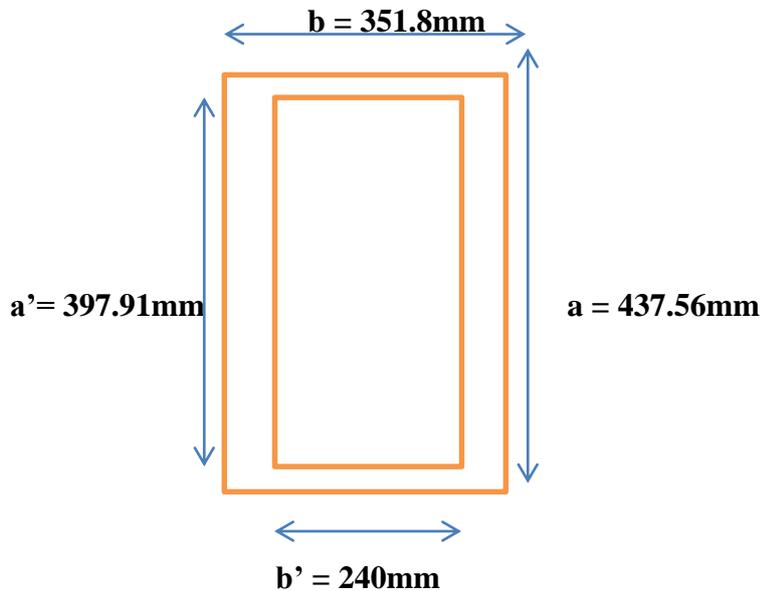
$$M = F_r \times H - F_a \times L \quad \rightarrow \quad M = 9496 \times 723.3 \dots \dots \dots (II.23)$$

Alors  $M = 6868361.84 \text{ N.mm}$

**c). Calcul de la surface de contact :**

$$A = a - b \dots \dots \dots (II.25)$$

a - longueur de l'assemblage ; b - largeur de l'assemblage



on a :  $A = ab - a'b'$

$$A = (437.56 \times 351.8) - (327.91 \times 240)$$

$A = 75235.2 \text{mm}^2$
---------------------------

**d). Calcul du module W de la section :**

$$W = \frac{ba^2 - b'a'^2}{6} \dots\dots\dots(\text{II.26})$$

$$W = \frac{(351.8 - 240)(437.56^2 - 327.91^2)}{6}$$

$W = 13990.06 \text{ mm}^3$
-----------------------------

**e). Calcul de la charge maximale :**

$$F_{M_i \max} = \frac{M \cdot r_{\max}}{\sum_1^n r_i^2}$$

$$F_{M_i \max} = \frac{6868361.84 \times 148.3}{148.3^2}$$

$F_{M_i \max} = 46407.9 \text{N}$
-----------------------------------

**f). Calcul de F0min :**

$$F_{0\min} = \frac{Fa}{n} + \frac{M}{n} \times \frac{A}{W} \dots\dots\dots(\text{II.24})$$

n : nombre de boulon = 12

$$F_{0\min} = \frac{9496.4}{12} + \frac{9262.79}{12} \times \frac{75235.2}{13990.06}$$

$$F_{0\min} = 4942.45 \text{ N}$$

A partir de la désignation des diamètres des vis de qualité 8.8 de tableau 11 de l'annexe 7. On trouve que la vis qui peut supporter cette charge est M8 de classe D serrage

### III.3.5.2 Calcul des boulons pour l'assemblage arbre-couronne :



**Figure III.12:** répartition des boulons sur l'arbre et la couronne

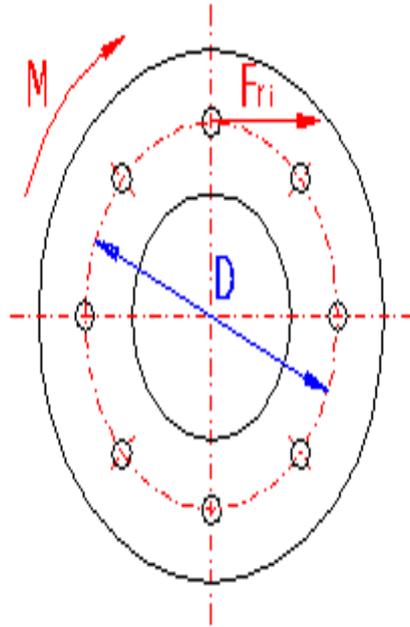


Figure III.13: les charges sur les boulons

Calcul de F<sub>0min</sub> :

$$\text{On a : } F_{0\min} \geq \frac{F_a}{nb} + \frac{M_t}{r.nb.f}$$

Avec : F<sub>a</sub> : charge axial =0

nb : nombre de boulon= 10

f : lubrification sommaire=0.2

r : le rayon=0.043m

M<sub>t</sub> : moment de torsion =734.69N.m

$$\text{Alor : } F_{0\min} \geq \frac{734.69}{0.043 \times 0.2} = 8542.90 \text{ N}$$

A partir de la désignation des diamètres des vis de tableau 11 de l'annexe 7. On trouve que la vis qui peut supporter cette charge est M10 de classe D serrage

### III.4. Lubrification de treuil :

En termes d'études, la mise en place d'une lubrification peut être contraignante, et certains concepteurs pourraient être tentés de s'en passer... Mais sauf exceptions, c'est une grossière erreur ! Il faut savoir que plus de 50% des avaries sont dues à un problème de lubrification (quantité inadaptée, mauvais choix de lubrifiant, procédé de lubrification insuffisant ou mauvaise gestion de la lubrification). La lubrification doit avoir plusieurs objectifs :

- Réduire le frottement
- Réduire l'usure
- Allonger la durée de vie des mécanismes
- Dissiper la chaleur
- Absorber les vibrations et chocs
- Protéger les surfaces
- Protéger des agressions du milieu environnant
- Être conforme aux législations et réglementations

### Comment ça marche :

Lorsque deux pièces sont en contact direct, leur état de surface va en quelque sorte créer des « points de blocage », et donc augmenter le frottement. Un lubrifiant (huile ou graisse) va venir, en fonction de la vitesse, séparer les surfaces de contact, ce qui permettra de diminuer le coefficient de frottement, donc les échauffements et ainsi l'usure.

On va appeler « film de lubrification » la couche intermédiaire de lubrifiant qui va faire l'interface entre les deux pièces en mouvement. Le choix de la bonne viscosité d'huile de base à la température d'utilisation est primordial dans le système tribologique. Elle va définir le meilleur régime de frottement (fluide) afin de séparer les surfaces de contact en fonction de la vitesse préconisée.

### III.4.1. Moyens de lubrification :

Un autre point est à considérer avec attention, c'est le procédé de lubrification. En effet, même avec une huile ou une graisse adaptée, une mauvaise lubrification, surabondante par exemple, pourra être plus néfaste qu'une absence de lubrification.

Pour l'espace marine on utilise les graisses

### III.4.2. Les graisse :

Les graisses sont constituées d'une huile de base qui est liée par un épaississant (savon). Cela garantit que le lubrifiant reste au point de lubrification. Il y assure une protection durablement efficace contre les frottements et l'usure et assure l'étanchéité du point de lubrification contre les influences extérieures telles que l'humidité et les corps étrangers. Les graisses sont fréquemment utilisées pour les paliers à roulement et paliers lisses, les broches, les robinetteries, les joints d'étanchéité, les guidages et également pour les chaînes et les engrenages.

### III.4.3. la lubrification des roulements:

Les roulements doivent être lubrifiés afin d'éviter tout contact métal contre métal entre les éléments roulants et pistes. La lubrification doit assurer la présence d'un film d'huile entre tous ces éléments.

Le lubrifiant permet :

- la réduction des frottements et de l'usure
- l'évacuation des calories
- l'augmentation de la durée de vie
- la protection contre la corrosion
- la protection contre l'entrée d'impuretés

**III.4.4. Méthodes de lubrification :**

la graisse doit protéger le roulement contre la corrosion et ne doit pas être chassée du montage en cas de pénétration d'eau. Seul le type d'agent épaississant détermine la résistance à l'eau : les graisses au calcium ou lithium complexes et les graisses aux polyurées offrent en général une très bonne résistance. Le type d'additif antioxydant détermine principalement les propriétés de résistance à la rouille des graisses.

la référence de graisse utilisée pour les roulements selon la norme DIN 51.825 :

 **KL 2 F-10°c**

**III.4.5. La lubrification des engrenages :**

La lubrification d'engrenages ouverts de grues, engrenages planétaires outils portatifs, roues dentées, pignons d'arbre de transmission requiert des graisses spécifiques.

En effet les dentures des engrenages doivent être protégées de l'usure par des lubrifiants résistants à la charge et assez adhésifs pour ne pas être centrifugés.

- a) **la référence de graisse utilisée pour les engrenages selon la norme DIN 51.8296 :**

 **GL 2 F-10°c**

**III.5. Etude de mouvement et simulation de l'arbre avec solidworks**



**Figure III.14 : arbre**

## a). Etude de simulation :

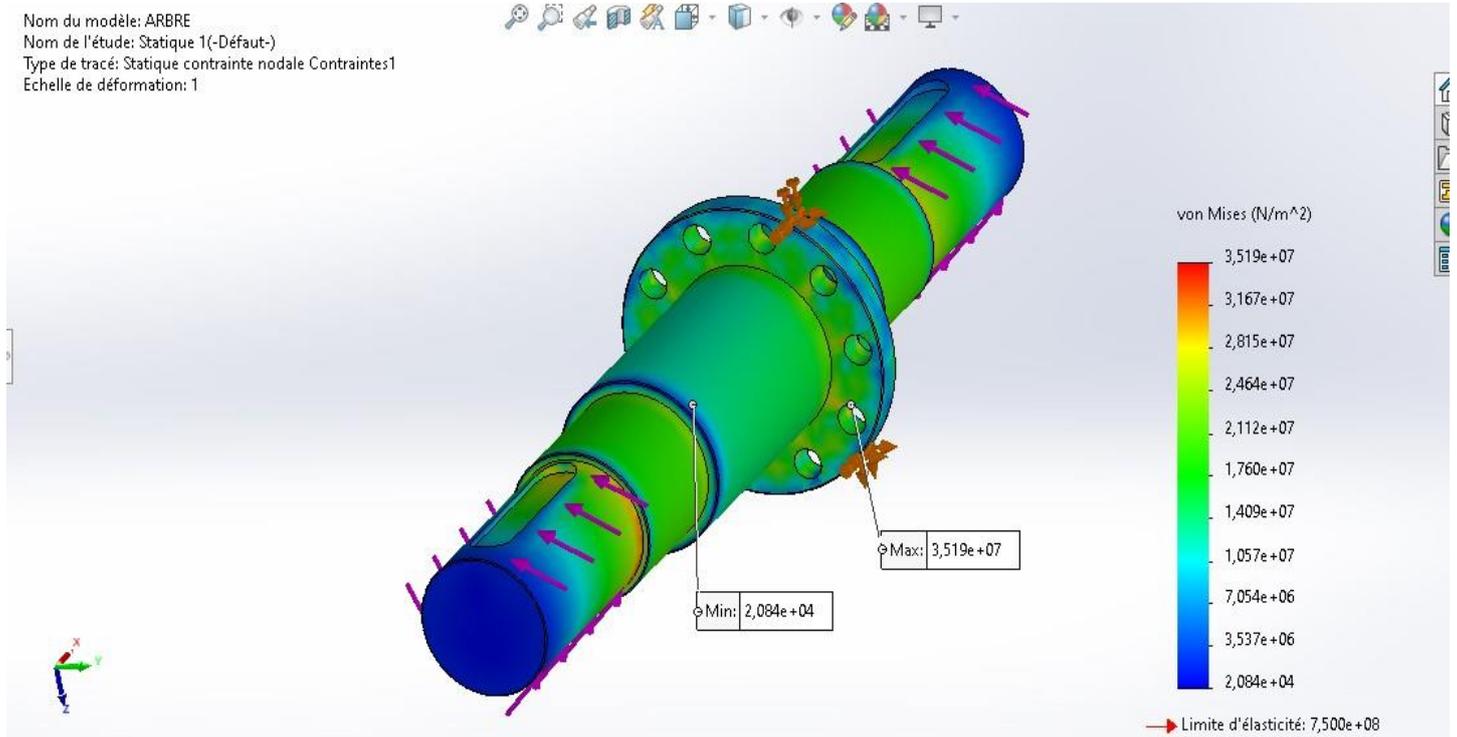


Figure III.15: étude statique contrainte nodale

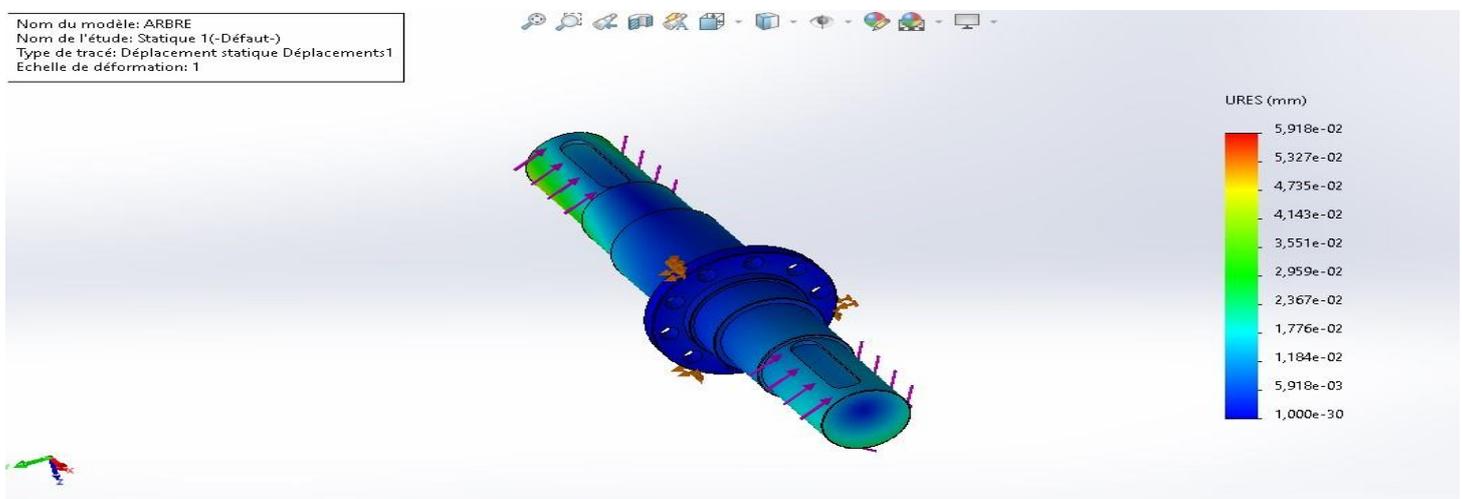


Figure III.16 : déplacement statique

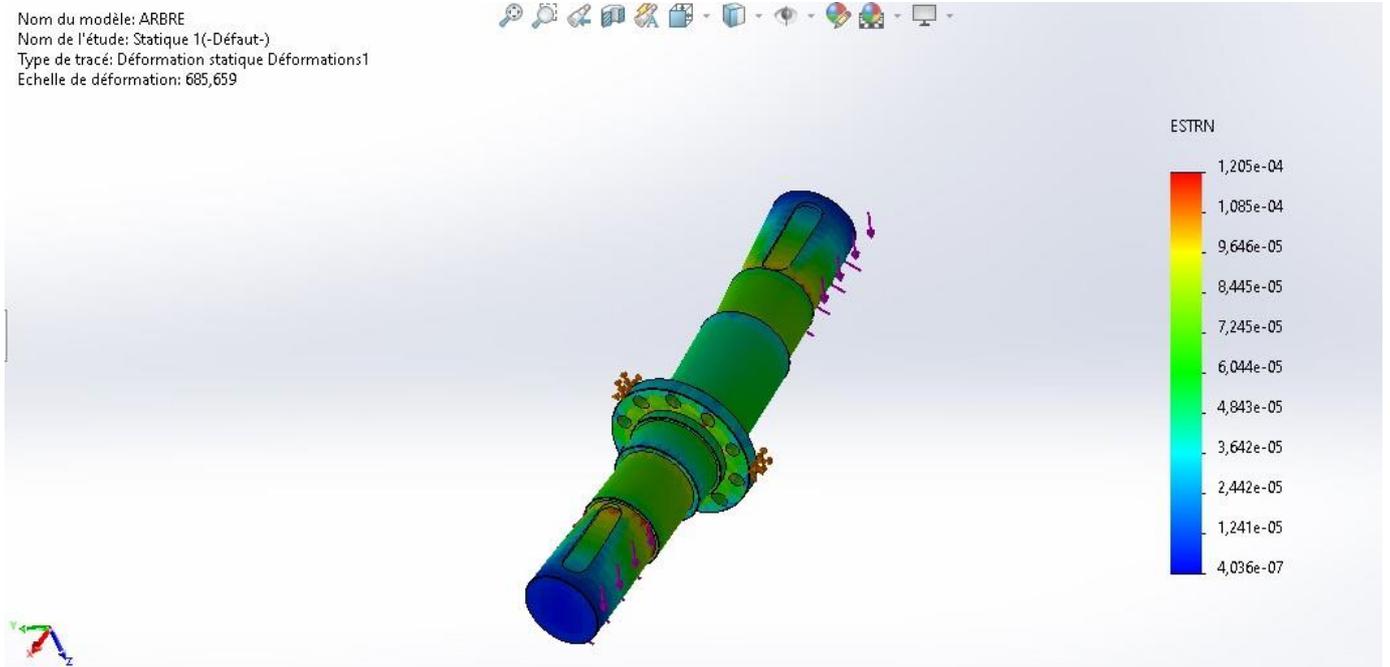


Figure III.17: déformation statique

### b). Etude du mouvement :

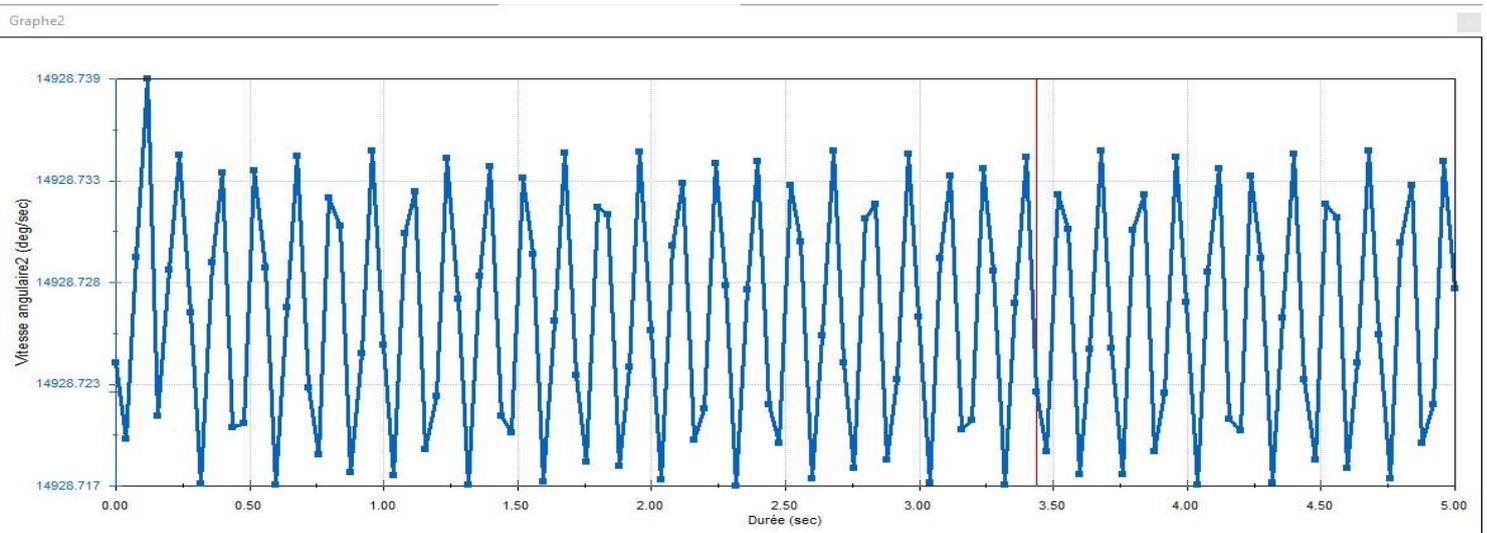


Figure III.18: vitesse angulaire

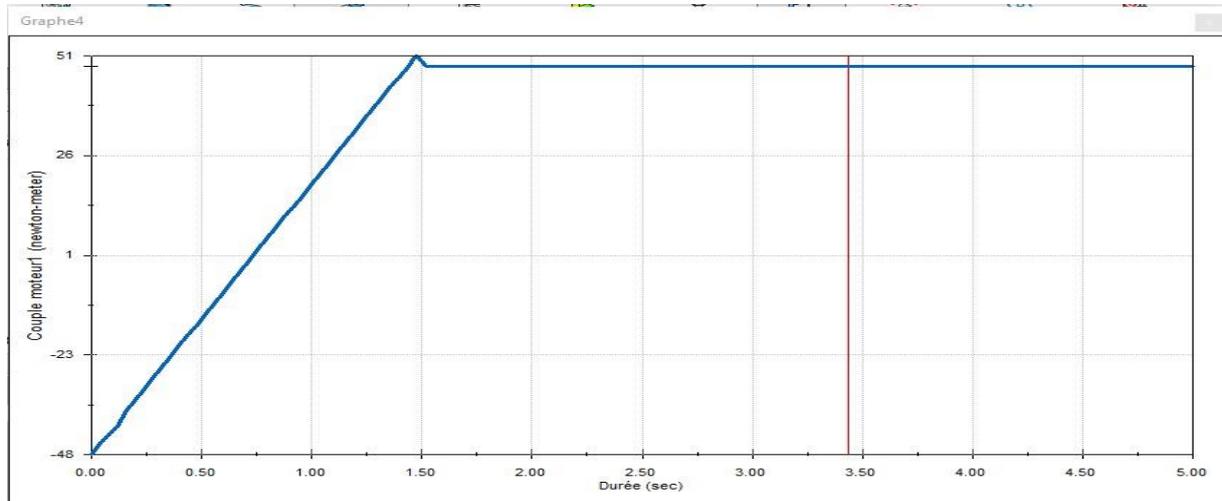


Figure III.19 : couple moteur

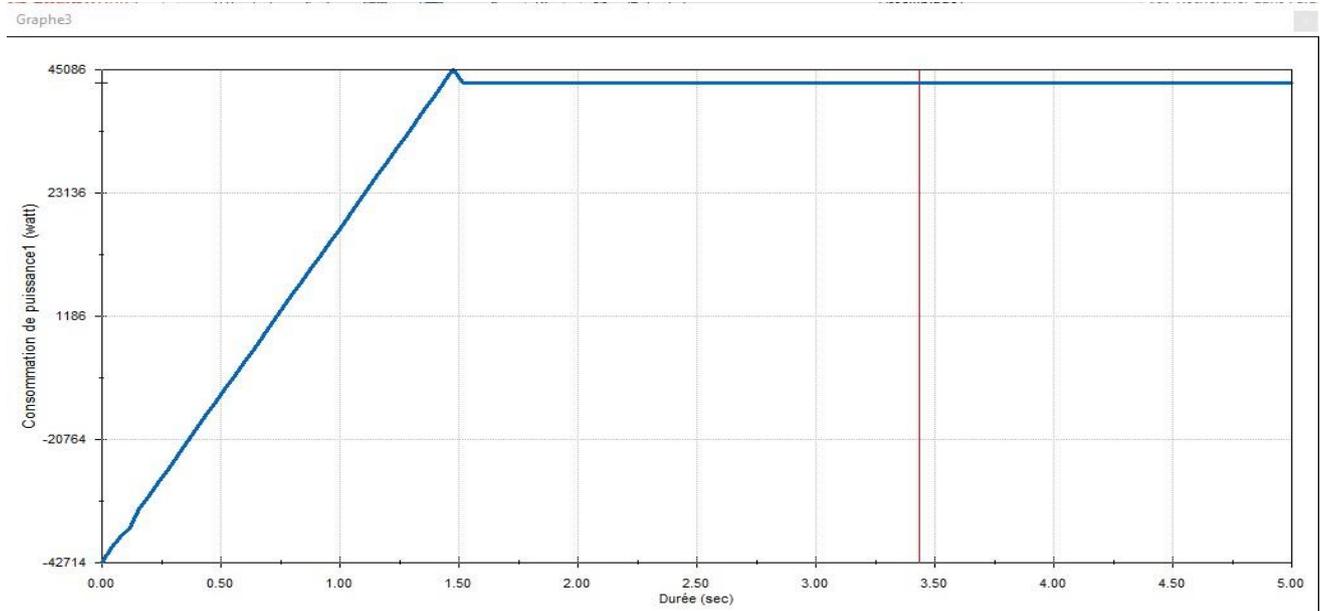


Figure III.20 : consommation de puissance

### CONCLUSION

On a entamé notre travail avec une étude dynamique dans laquelle on a déduit les forces qui nous a servis a calculé les charges qui agisse sur notre système puis on a effectué une étude RDM pour obtenir les conditions de la résistance à la fatigue et le choix du matériau après on a dimensionné des pièces selon la norme et leur désignation international pour la raison de leur disponibilité.

On a vérifié les résultats de nos calculs à base des logiciels de simulation qui prend charge de tout le facteur qui agissent sur le système dans le cas réel et on les a comparés pour obtenir un certain coefficient de sécurité et la durée de vie des pièces de rechange

On a conclu notre travail par des conseils et des solutions pour entretenir notre machine dans le cadre de la maintenance préventive afin d'éviter tous les risques de défaillance.

# **Annexe**

# Annexe

## Annexe 1 :

### Introduction

Lorsqu'il faut fabriquer une série de pièces identiques, il est impossible d'obtenir, d'une pièce à l'autre, exactement les mêmes dimensions. Il faut donc prévoir une variation possible de ces dimensions afin d'assurer l'interchangeabilité des pièces dans leurs ensembles respectifs. Les dimensions ou cotes sont alors comprises entre deux valeurs limites appelées cote minimale et cote maximale. L'écart arithmétique entre ces deux va leurs s'appelle tolérance ou intervalle de tolérance (IT). La cote théorique entière est-elle appelée cote nominale

### Système ISO de tolérances

Dans le but d'homogénéiser les intervalles de tolérance, on a défini des classes qualités qui fixent la valeur de l'intervalle de tolérance (IT) en fonction de la dimension ou cote nominale. Ces classes qualité sont exprimées par des nombres de 0 à 16. Le nombre 0 définissant la meilleure qualité (IT le plus faible).

En mécanique courante, on utilise les qualités comprises entre 5 et 13. CF. tableau ci-dessous :

<b>Principales qualités ou tolérances (IT) ISO</b> (IT en micromètre : $1\mu\text{m} = 0.001\text{ mm}$ )													
<b>dimensions nominales en mm</b>													
au-delà de →	1	3	6	10	18	30	50	80	120	180	250	315	400
à (inclus) →	3	6	10	18	30	50	80	120	180	250	315	400	500
<b>IT5</b>	4	5	6	8	9	11	13	15	18	20	23	25	27
<b>IT6</b>	6	8	9	11	13	16	19	22	25	29	32	36	40
<b>IT7</b>	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63
<b>IT8</b>	14	18	22	27	33	39	46	54	63	72	81	89	97
<b>IT9</b>	25	30	36	43	52	62	74	87	100	115	130	140	155
<b>IT10</b>	40	48	58	70	84	100	120	140	160	185	210	230	250
<b>IT11</b>	60	75	90	110	130	160	190	220	250	290	320	360	400
<b>IT12</b>	100	120	150	180	210	250	300	350	400	460	520	570	630
<b>IT13</b>	140	180	220	270	330	390	460	540	630	720	810	890	970

**Tableau 1:** principale tolérance

# Annexe

## Annexe 2

		Ajustements Usuels (Système de faîçage H)									
Type	arbre	Alésages						Observations			
		H6	H7	H8	H9	H10	H11				
Pièces mobiles	jeu élevé	c11								Cas usuels de longues portées, mauvais alignement, dilatations...	
		c10									
		c9									
		d10									
	jeu moyen	d9								Cas usuels pour guidages tournants ou glissant avec jeu (bon graissage assuré)	
		d8									
		e9									
		e8									
		e7									
		f8									
jeu faible	f7								pour guidages précis		
	f6										
Pièces immobiles	jeu incertain	g6							assemblage possible à la main	Pour centrages et positionnement ne peut pas transmettre des efforts	pas de détérioration des pièces au démontage
		g5									
		h9									
		h7									
	peu serré	h6							assemblage possible au "marteau" (Presses recommandées)		
		h5									
		js7									
	serré (imprévisibles)	très ajusté	js6						assemblage à la presse	Pour transmission des efforts	détérioration des pièces au démontage
		ajusté	js5								
			k6								
		serré fort	k5								
	m7										
	serré	m6									
		n6									
p6											
r6											
s7											
serré fort	s6										
	t6										
	u6										
		x7									

■ cas les plus utilisés     ■ cas les plus utilisés (à connaître)

Tableau 2 : Ajustements usuels recommandés: Système de l'alésage normal

Extraits de tolérances ISO pour alésages (en microns : 1 $\mu$ = 0.001 mm)														
au-delà de à (inclus)	Tolérances (en microns)													
	1	3	6	10	18	30	50	80	120	180	250	315	400	
H6	ES	+6	+8	+9	+11	+13	+16	+19	+22	+25	+29	+32	+36	+40
	EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H7	ES	+10	+12	+15	+18	+21	+25	+30	+35	+40	+46	+52	+57	+63
	EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H8	ES	+14	+18	+22	+27	+33	+39	+46	+54	+63	+72	+81	+89	+97
	EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Tableau 3 : : Extraits de tolérances ISO pour alésage ou contenants

# Annexe

## Annexe 3

ARBRES	Jusqu'à 3 inclus	3 à 6 inclus	6 à 10	10 à 18	18 à 30	30 à 50	50 à 80	80 à 120	120 à 180	180 à 250	250 à 315	315 à 400	400 à 500
a 11	-270 -330	-270 -345	-280 -370	-290 -400	-300 -430	-320 -470	-360 -530	-410 -600	-580 -710	-820 -950	-1050 -1240	-1350 -1560	-1650 -1900
c 11	-60 -120	-70 -145	-80 -170	-95 -205	-110 -240	-130 -280	-150 -330	-180 -390	-230 -450	-280 -530	-330 -620	-400 -720	-480 -840
d 9	-20 -45	-30 -60	-40 -75	-50 -93	-65 -117	-80 -142	-100 -174	-120 -207	-145 -245	-170 -285	-190 -320	-210 -350	-230 -385
d 10	-20 -60	-30 -78	-40 -98	-50 -120	-65 -149	-80 -180	-100 -220	-120 -250	-145 -305	-170 -355	-190 -400	-210 -440	-230 -480
d 11	-20 -80	-30 -105	-40 -130	-50 -160	-65 -195	-80 -240	-100 -290	-120 -340	-145 -395	-170 -460	-190 -510	-210 -570	-230 -630
e 7	-14 -24	-20 -32	-25 -40	-32 -50	-40 -61	-50 -75	-60 -90	-72 -107	-85 -125	-100 -146	-110 -162	-125 -182	-135 -198
e 8	-14 -28	-20 -38	-25 -47	-32 -59	-40 -73	-50 -89	-60 -106	-72 -126	-85 -148	-100 -172	-110 -191	-125 -214	-135 -232
e 9	-14 -39	-20 -50	-25 -61	-32 -75	-40 -92	-50 -112	-60 -134	-72 -159	-85 -185	-100 -215	-110 -240	-125 -265	-135 -290
f 6	-6 -12	-10 -18	-13 -22	-16 -27	-20 -33	-25 -41	-30 -49	-36 -58	-43 -68	-50 -79	-56 -88	-62 -98	-68 -108
f 7	-6 -16	-10 -22	-13 -28	-16 -34	-20 -41	-25 -50	-30 -60	-36 -71	-43 -83	-50 -96	-56 -106	-62 -119	-68 -131
f 8	-6 -20	-10 -28	-13 -35	-16 -43	-20 -53	-25 -64	-30 -76	-36 -90	-43 -106	-50 -122	-56 -137	-62 -151	-68 -165
g 5	-2 -6	-4 -9	-5 -11	-6 -14	-7 -16	-9 -20	-10 -23	-12 -27	-14 -32	-15 -35	-17 -40	-18 -43	-20 -47
g 6	-2 -8	-4 -12	-5 -14	-6 -17	-7 -20	-9 -25	-10 -29	-12 -34	-14 -39	-15 -44	-17 -49	-18 -54	-20 -60
h 5	0 -4	0 -5	0 -6	0 -8	0 -9	0 -11	0 -13	0 -15	0 -18	0 -20	0 -23	0 -25	0 -27
h 6	0 -6	0 -8	0 -9	0 -11	0 -13	0 -16	0 -19	0 -22	0 -25	0 -29	0 -32	0 -36	0 -40
h 7	0 -10	0 -12	0 -15	0 -18	0 -21	0 -25	0 -30	0 -35	0 -40	0 -46	0 -52	0 -57	0 -63
h 8	0 -14	0 -18	0 -22	0 -27	0 -33	0 -39	0 -46	0 -54	0 -63	0 -72	0 -81	0 -89	0 -97
h 9	0 -25	0 -30	0 -36	0 -43	0 -52	0 -62	0 -74	0 -87	0 -100	0 -115	0 -130	0 -140	0 -155
h 10	0 -40	0 -48	0 -58	0 -70	0 -84	0 -100	0 -120	0 -140	0 -160	0 -185	0 -210	0 -230	0 -250
h 11	0 -60	0 -75	0 -90	0 -110	0 -130	0 -160	0 -190	0 -220	0 -250	0 -290	0 -320	0 -360	0 -400
h 13	0 -140	0 -180	0 -220	0 -270	0 -330	0 -390	0 -460	0 -540	0 -630	0 -720	0 -810	0 -890	0 -970
j 6	+4 -2	+6 -2	+7 -2	+8 -3	+9 -4	+11 -5	+12 -7	+13 -9	+14 -11	+16 -13	+16 -16	+18 -18	+20 -20
js 5	± 2	± 2,5	± 3	± 4	± 4,5	± 5,5	± 6,5	± 7,5	± 9	± 10	± 11,5	± 12,5	± 13,5
js 6	± 3	± 4	± 4,5	± 5,5	± 6,5	± 8	± 9,5	± 11	± 12,5	± 14,5	± 16	± 18	± 20
js 9	± 12	± 15	± 18	± 21	± 26	± 31	± 37	± 43	± 50	± 57	± 65	± 70	± 77
js 11	± 30	± 37	± 45	± 55	± 65	± 80	± 95	± 110	± 125	± 145	± 160	± 180	± 200
k 5	+4 0	+6 +1	+7 +1	+9 +1	+11 +2	+13 +2	+15 +2	+18 +3	+21 +3	+24 +4	+27 +4	+29 +4	+32 +5
k 6	+6 0	+9 +1	+10 +1	+12 +1	+15 +2	+18 +2	+21 +2	+25 +3	+28 +3	+33 +4	+36 +4	+40 +4	+45 +5
m 5	+6 +2	+9 +4	+12 +6	+15 +7	+17 +8	+20 +9	+24 +11	+28 +13	+33 +15	+37 +17	+43 +20	+46 +21	+50 +23
m 6	+8 +2	+12 +4	+15 +6	+18 +7	+21 +8	+25 +9	+30 +11	+35 +13	+40 +15	+46 +17	+52 +20	+57 +21	+63 +23
n 6	+10 +4	+16 +8	+19 +10	+23 +12	+28 +15	+33 +17	+39 +20	+45 +23	+52 +27	+60 +31	+66 +34	+73 +37	+80 +40
p 6	+12 +6	+20 +12	+24 +15	+29 +18	+35 +22	+42 +26	+51 +32	+59 +37	+68 +43	+79 +50	+88 +56	+98 +62	+108 +68

is = ± IT/2 (voir tableau 14.24)

**Tableau 4:** Extraits de tolérances ISO pour arbres ou contenus:

# Annexe

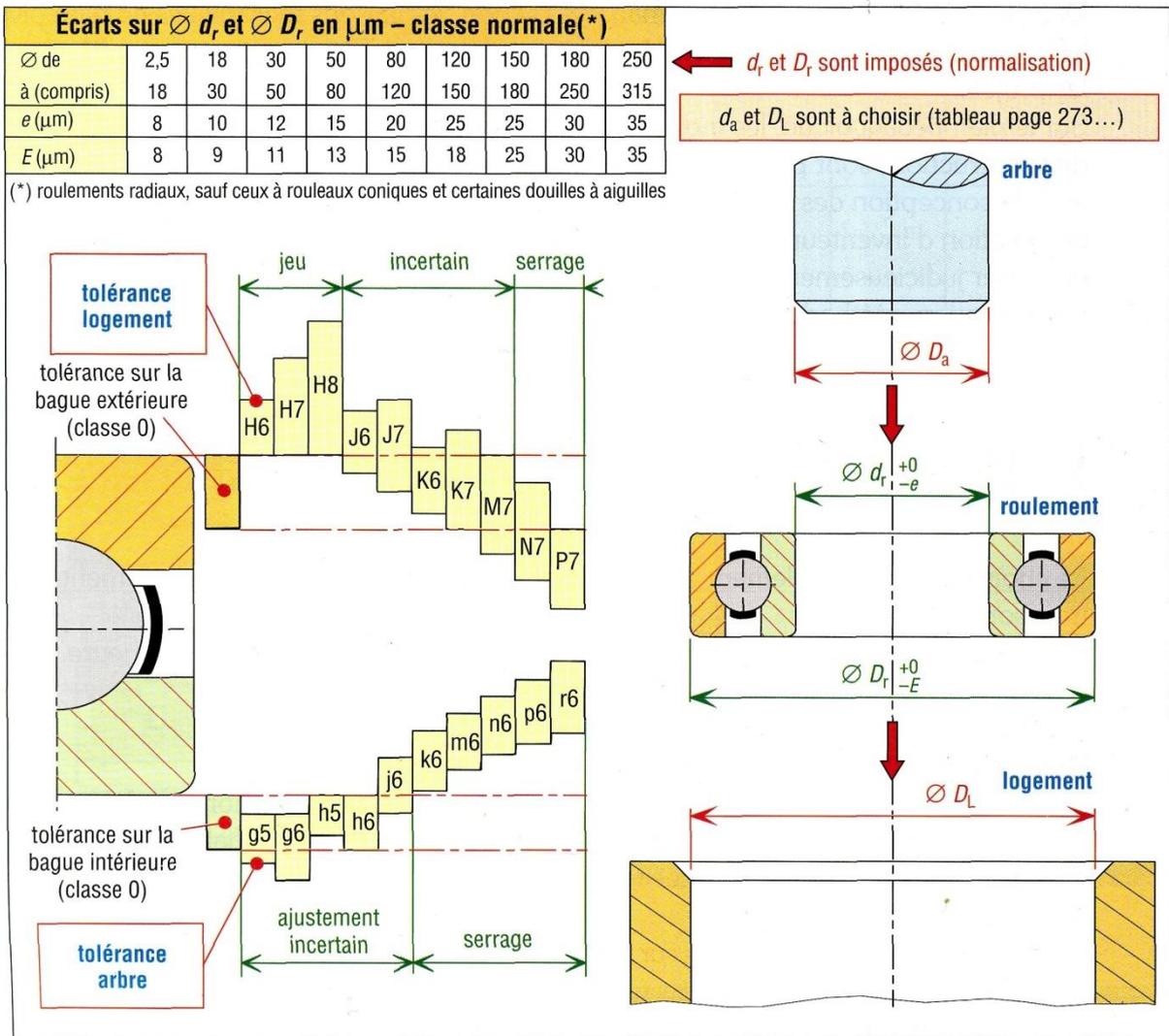
## Annexe 4

### Les roulements :

Les montages de roulements, avec les engrenages et divers éléments de construction, sont particulièrement intéressants car ils permettent les premiers contacts avec la conception des systèmes mécaniques évolués et la notion de projet

### Normalisation :

Les diamètres  $d_i$  et  $D_r$  du roulement et leurs tolérances, domaine du fabricant, sont normalisés. Seuls les diamètres  $d_a$  (arbre) et  $D_L$  (logement) sont à choisir :



Ajustements, diamètres à choisir

# Annexe

## Annexe 5

Les valeurs d'ajustements proposées dans le tableau ci-dessous sont normalisées pour des portées en acier :

Ajustements usuels des roulements (fabricants)												
	particularités de la charge		roulements à billes (tous)		roulements à rotule sur rouleaux				roulements à rouleaux coniques			roulements à aiguilles sans bague intérieure
			$d \leq 100$	$100 < d \leq 200$	$d \leq 40$	$40 < d \leq 100$	$100 < d \leq 140$	$140 < d \leq 400$	$d \leq 120$	$120 < d \leq 180$	$180 < d \leq 400$	
					roulements à rx cylindr. + aiguilles avec b.i.							
		$d \leq 40$	$40 < d \leq 140$	$140 < d \leq 200$	$200 < d \leq 400$							
tolérance des arbres	charge tournante par rapport à la bague intérieure	faible $\frac{C}{P} > 10$	j6	k6	j6	k6	m6		m6	n6	n6	h5 (h6) si $d \leq 80$  g5 ( $d > 80$ )
		normale $5 < \frac{C}{P} \leq 10$	k6 (k5)	m6 (m5)	k6 (k5)	m6 (m5)	n6	p6	m6	n6	p6	
		forte $\frac{C}{P} \leq 5$	k6	m6 $d > 200$ n6	–	n6	p6	r6	n6	p6	r6	
	charge fixe par rapport à la bague intérieure		g6 (BC) h6 (BNC)	g6 (BC) h6 (bague intérieure non coulissante)				g6 (BC) h6 (BNC)			g5	
tolérance des logements	charge tournante par rapport à la bague extérieure	faible $\frac{C}{P} > 10$	M7	M7				P7 ou R7 (forte charge)			M7	N7 douilles
		normale $5 < \frac{C}{P} \leq 10$	N7	N7							N7	
		forte $\frac{C}{P} \leq 5$	P7	P7							P7	
	charge fixe par rapport à la bague extérieure		H7 (BC) K6 (PR) G7 (EA)	H7 (bague coulissante) K6 (PR) G7 (EA)				bague ext. réglable	J7	H7 (bague coulissante) ou J7		
						bague ext. non réglable	P7 (R7)					

BNC : bague non coulissante ; BC : bague coulissante ; PR : précision de rotation ; EA : si échauffement de l'arbre.

**Tableau 5 : Ajustement usuels des roulements**

Tolérances géométriques					ISO tolerance grades for dimensions (lengths, widths, diameters etc.)										
Surface	Tolérance	Classe ISO				Nominal dimension over incl.	Tolerance grades								
		N (ou 0)	6	5	4		IT1 max	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	
		mm													
		µm													
Portée cylindrique	$\text{⌀} t$	IT5	IT4	IT3	IT2	1	3	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14
		IT5	IT4	IT3	IT2	3	6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18
		IT5	IT4	IT3	IT2	6	10	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22
Épaulement d'appui	$\perp t$	IT5	IT4	IT3	IT2	10	18	1,2	2	3	5	8	11	18	27
		IT5	IT4	IT3	IT2	18	30	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33
		IT5	IT4	IT3	IT2	30	50	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39
		IT5	IT4	IT3	IT2	50	80	2	3	5	8	13	19	30	46
		IT5	IT4	IT3	IT2	80	120	2,5	4	6	10	15	22	35	54
					120	180	3,5	5	8	12	18	25	40	63	

**Tableau 6 : Choix des tolérances géométriques**

# Annexe

## Annexe 6

### Clavette

Les désignations, les dimensions, les tolérances et les matières associées aux différents clavetages sont définies dans les normes.

Tolérances	Type de clavetage		
	Libre	Normal	Serré
$a_{\text{arbre}}$	H9	N9	P9
$a_{\text{moyeu}}$	D10	JS9	P9
$a_{\text{clavette}}$	h9	h9	h9
Tolérances ( $\mu\text{m}$ )		J	K
Série normale	$6 \leq d \leq 22$	$\begin{matrix} 0 \\ -100 \end{matrix}$	$\begin{matrix} +100 \\ 0 \end{matrix}$
	$22 < d \leq 130$	$\begin{matrix} 0 \\ -200 \end{matrix}$	$\begin{matrix} +200 \\ 0 \end{matrix}$
Série mince	$12 \leq d \leq 50$	$\begin{matrix} 0 \\ -100 \end{matrix}$	$\begin{matrix} +100 \\ 0 \end{matrix}$
	$50 < d \leq 150$	$\begin{matrix} 0 \\ -200 \end{matrix}$	$\begin{matrix} +200 \\ 0 \end{matrix}$

**Tableau 7 :** Tolérance des clavettes

Clavettes parallèles : principales dimensions normalisées														
$d$ de - à (inclus)	série normale						série mince			cas d'une fixation par vis				
	$a$	$b$	$s$	$J$	$K$	$L$	$b^*$	$J^*$	$K^*$	vis	$t$	$z$	$g$	$r$
6 à 8	2	2	0,16	$d-1,2$	$d+1$	6 à 20								
9 à 10	3	3	à	$d-1,8$	$d+1,4$	6 à 36								
11 à 12	4	4	0,25	$d-2,5$	$d+1,8$	8 à 45								
13 à 17	5	5	0,25	$d-3$	$d+2,3$	10 à 56	3	$d-1,8$	$d+1,4$					
18 à 22	6	6	à	$d-3,5$	$d+2,8$	14 à 70	4	$d-2,5$	$d+1,8$	M2,5-6	5	2,9	3	2,5
23 à 30	8	7	0,40	$d-4$	$d+3,3$	18 à 90	5	$d-3$	$d+2,3$	M3-8	6,5	3,4	3,5	3
31 à 38	10	8	0,40	$d-5$	$d+3,3$	22 à 110	6	$d-3,5$	$d+2,8$	M4-10	8	4,5	4,5	4
39 à 44	12	8	à	$d-5$	$d+3,3$	28 à 140	6	$d-3,5$	$d+2,8$	M5-10	10	5,5	5,5	5
45 à 50	14	9	0,60	$d-5,5$	$d+3,8$	36 à 160	6	$d-3,5$	$d+2,8$	M6-10	12	6,6	6,5	6
51 à 58	16	10	0,60	$d-6$	$d+4,3$	45 à 180	7	$d-4$	$d+3,3$	M6-10	12	6,6	6,5	6
59 à 65	18	11	à	$d-7$	$d+4,4$	50 à 200	7	$d-4$	$d+3,3$	M8-12	16	9	8,5	8
66 à 75	20	12	0,80	$d-7,5$	$d+4,9$	56 à 220	8	$d-5$	$d+3,3$	M8-12	16	9	8,5	8
76 à 85	22	14	1	$d-9$	$d+5,4$	63 à 250	9	$d-5,5$	$d+3,8$	M10-12	20	11	10,5	10
86 à 95	25	14	à	$d-9$	$d+5,4$	70 à 280	9	$d-5,5$	$d+3,8$	M10-12	20	11	10,5	10
96 à 110	28	16	1,2	$d-10$	$d+6,4$	80 à 320	10	$d-6$	$d+4,3$	M10-16	20	11	10,5	10

**Tableau 8 :** Les principales dimensions normalisées des clavettes parallèles

Montage	Conditions de fonctionnement	Clavette (acier R <sub>e</sub> = 500 MPa)	Cannelures (acier R <sub>e</sub> = 1000 MPa)
Glissière : (glissant en charge)	avec à coups ou vibrations	de 3 à 8 MPa	de 5 à 10 MPa
	cas général	de 4 à 12 MPa	de 10 à 20 MPa
	charge et vitesse constante	de 8 à 15 MPa	de 20 à 30 MPa
Encastrement (fixe)	avec à coups ou vibrations	de 30 à 55 MPa	de 40 à 60 MPa
	cas général	de 45 à 75 MPa	de 60 à 120 MPa
	charge et vitesse constante	de 60 à 115 MPa	de 120 à 180 MPa

**Tableau 9 :** Les principales valeurs de P<sub>adm</sub> selon l'utilisation

# Annexe

## Annexe 7

Classe de qualité 8.8										
d [mm]	Précision de serrage	$\mu_{moy} = 0.10$			$\mu_{moy} = 0.15$			$\mu_{moy} = 0.20$		
		Cs [N.m]	F <sub>0</sub> min [N]	F <sub>0</sub> max [N]	Cs [N.m]	F <sub>0</sub> min [N]	F <sub>0</sub> max [N]	Cs [N.m]	F <sub>0</sub> min [N]	F <sub>0</sub> max [N]
3	A	0,95	2079	2298	1,21	1877	2075	1,41	1688	1866
	B	0,91	1880	2298	1,16	1697	2075	1,35	1526	1866
	C	0,83	1532	2298	1,06	1383	2075	1,23	1244	1866
	D	0,67	766	2298	0,85	691	2075	0,99	622	1866
4	A	2,20	3605	3985	2,78	3251	3594	3,22	2922	3230
	B	2,10	3260	3985	2,66	2940	3594	3,08	2642	3230
	C	1,92	2656	3985	2,44	2396	3594	2,82	2153	3230
	D	1,54	1328	3985	1,95	1198	3594	2,25	1076	3230
5	A	4,34	5893	6514	5,5	5325	5886	6,4	4788	5293
	B	4,14	5329	6514	5,2	4815	5886	6,1	4330	5293
	C	3,80	4342	6514	4,83	3924	5886	5,6	3528	5293
	D	3,04	2171	6514	3,87	1692	5886	4,48	1764	5293
6	A	7,5	8319	9195	9,5	7511	8302	11,1	6753	7464
	B	7,2	7523	9195	9,1	6792	8302	10,6	6106	7464
	C	6,6	6130	9195	8,3	5534	8302	9,7	4976	7464
	D	5,2	3065	9195	6,7	2767	8302	7,7	2488	7464
8	A	18,2	15257	16863	23	13790	15242	27	12404	13710
	B	17,4	13797	16863	22	12470	15242	25	11217	13710
	C	15,9	11242	16863	20	10161	15242	23	9140	13710
	D	12,7	5621	16863	16,3	5080	15242	18,9	4570	13710
10	A	36	24282	26838	46	21963	24275	53	19762	21843
	B	34	21958	26838	44	19861	24275	51	17871	21843
	C	31	17892	26838	40	16183	24275	46	14562	21843
	D	25	8946	26838	32	8091	24275	37	7291	21843
12	A	62	35393	39119	79	32029	35401	92	28825	31860
	B	59	32006	39119	76	28964	35401	88	26067	31860
	C	54	26079	39119	69	23600	35401	81	21240	31860
	D	43	13039	39119	55	11800	35401	64	10620	31860
14	A	99	48592	53707	127	43987	48618	148	39595	43763
	B	94	43942	53707	121	39778	48618	141	35806	43763
	C	86	35804	53707	111	32412	48618	129	29175	43763
	D	69	17902	53707	89	16206	48618	103	14587	43763
16	A	153	66778	73808	198	60578	66955	232	54585	60331
	B	146	60388	73808	189	54781	66955	221	49361	60331
	C	134	49205	73808	173	44636	66955	203	40220	60331
	D	107	24602	73808	138	22318	66955	162	20110	60331

Tableau 10 : Valeurs nominales des couples de serrage pour vis de qualité 8.8 (NF E25 030).

# Annexe

## Annexe 8 :

### Classes de qualité

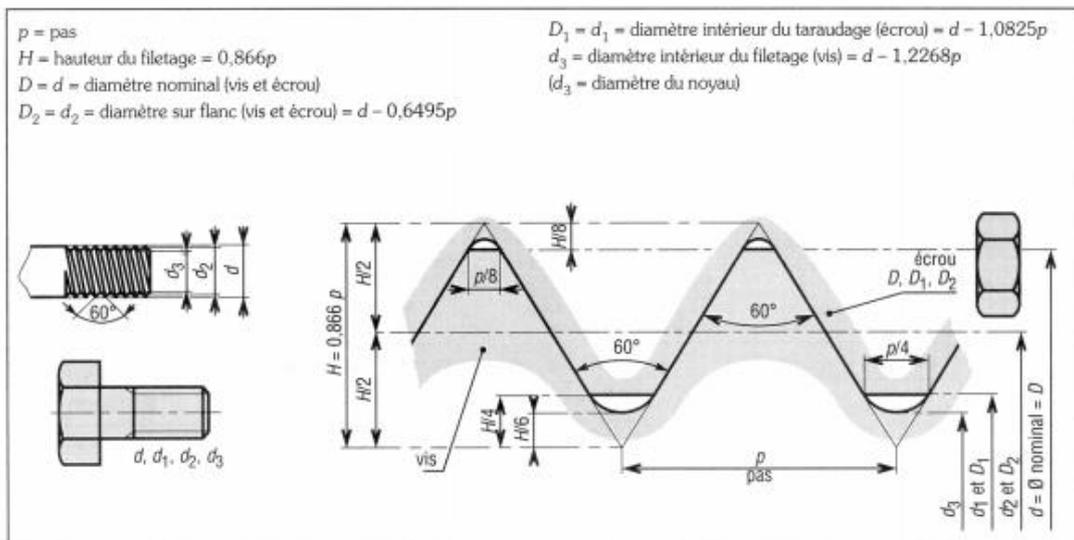
Vis	marquage des têtes	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	9.8	10.9	12.9
	classes de résistance	3.6	4.6	3.8	5.6	5.8	6.8	8.8	9.8	10.9	12.9
	limite élastique $R_e$ N/mm <sup>2</sup> ou MPa	180	240	320	300	400	480	640	720	900	1 080
	limite à la rupture $R_t$ N/mm <sup>2</sup> ou MPa	330	400	420	500	520	600	800	900	1 040	1 220
	A%	25	22	14	20	10	8	12	10	9	8

	$R_e = R_t \times \frac{Y}{10}$ (en N/mm <sup>2</sup> ) $R_t = 100 \times S$ (en N/mm <sup>2</sup> ) $R_e = S \times Y$ (daN/mm <sup>2</sup> )		vis CHC	
---	--	---	---------	---

écrous		04	05		06	08	09		10	12		
contrainte d'épreuve ou charge limite en N/mm <sup>2</sup>		400	500		600	800	900		1 000	1 200		
vis conjuguées	classe	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	8.8	9.8	10.9	12.9
	diamètres $M$	> 16	≤ 16		tous	tous	tous	16 < $M$ ≤ 39	≤ 16	tous	≤ 39	

## Liaisons boulonnées



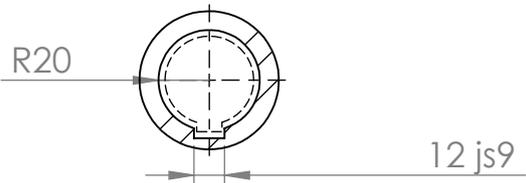
# **Bibliographie**

- [1]-GOHMES Abd-erraouf BOUNEGAB Abd-errezak : « Calcul des arbres Application au cas de l'arbre-tambour du Treuil oil well 840<sup>E</sup> » Mémoire de fin d'étude UNIVERSITE KASDI MERBAH OUARGLA 2015/2016
- [2]-J.F. Debongnie « CONCEPTION ET CALCUL DES ÉLÉMENTS DE MACHINES », 2013, page 29.
- [4]-E.Presta. Engrenages, page 93-96
- [5]-CAT. NO. 2202-XII/E Ball and Roller Bearings page A-35, A-36.
- [9]-304-304L\_DS\_CA\_FR.pdf 26/10/2011
- [10]-xc48.pdf 17/10/2006
- [12]-Dr: AMEUR Toufik Cours Construction Mécanique 1 UNIVERSITE KASDI MERBAH OUARGLA 04/02/2017
- [13]-Nico C7-Chap2.pdf 10/04/2017
- [14]-Dr. MOHAND AKLI SAHALI Cours Constructions Mécaniques – Filière Génie Mécanique
- [16]-Géraldine PICHOT « Modélisation et analyse numérique du couplage filet écoulement hydrodynamique dans une poche de chalut », thèse l'université de RENNES I le 6 décembre 2007, page 16.

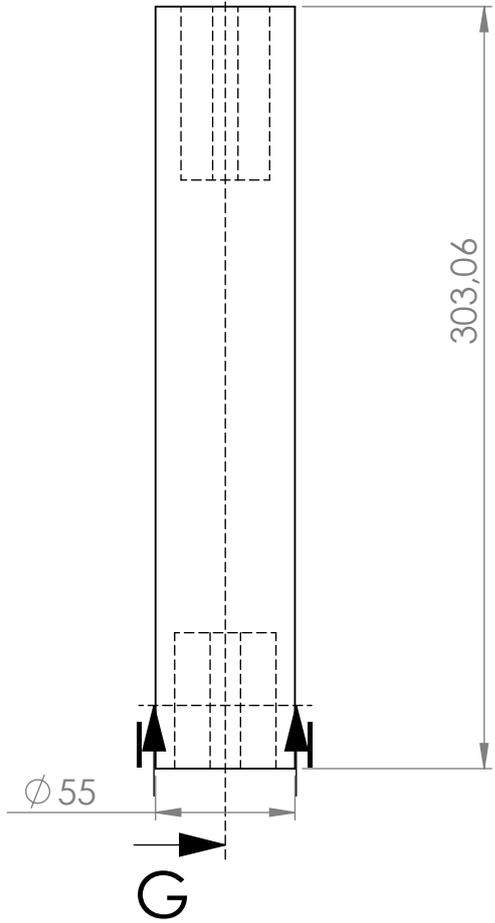
### **Sites internet :**

- [3]-Site internet <http://www.intertubi.fr/blog-fr/Les-brides-en-acier-produites-par-Intertubi>
- [6]-Site internet : <https://guide.directindustry.com/fr/bien-choisir-un-roulement/> .
- [7]-Site internet: [http://www.zpag.net/Tecnologies\\_Industrielles/Roulement\\_notion\\_calcule](http://www.zpag.net/Tecnologies_Industrielles/Roulement_notion_calcule).
- [8]-Site internet : <https://fr.wikipedia.org/wiki/Poulie>
- [11]-Site internet : [https://fr.wikipedia.org/wiki/Moteur\\_hydraulique\\_hydrostatique](https://fr.wikipedia.org/wiki/Moteur_hydraulique_hydrostatique)
- [15]-Site internet <https://www.mitcalc.com/doc/boltcon/Help/fr/boltcon.htm?fbclid>

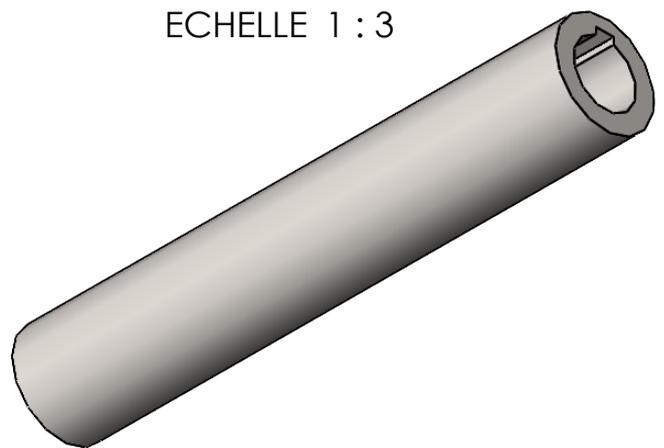
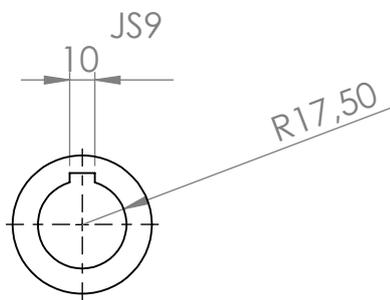
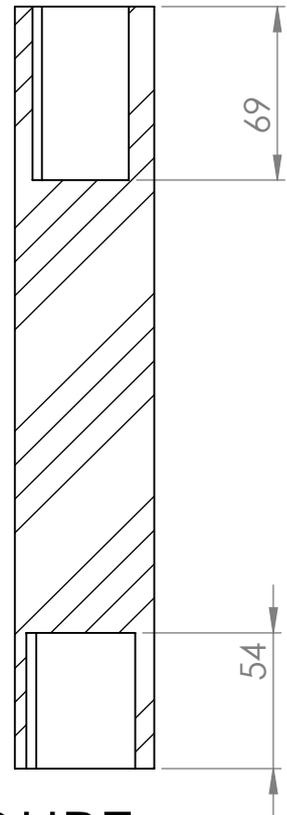
# Plans



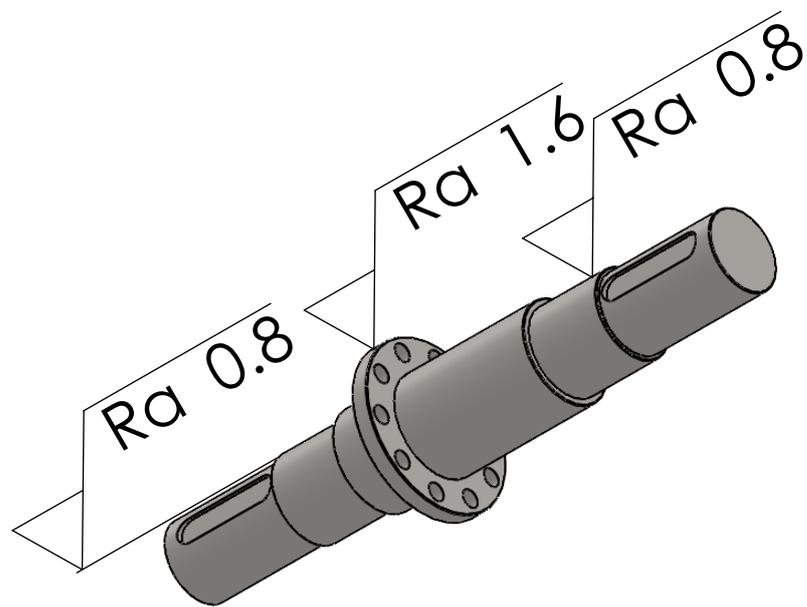
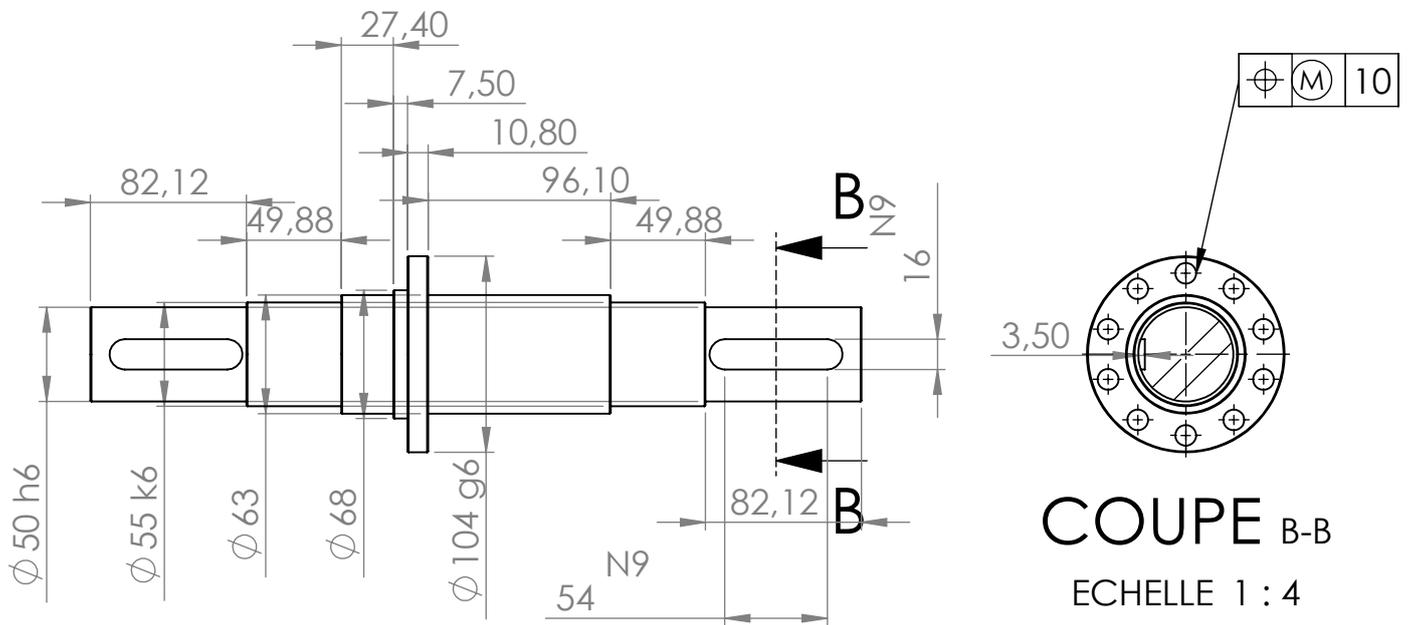
COUPE **G-H**  
 ECHELLE 1:3

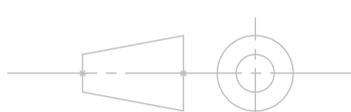


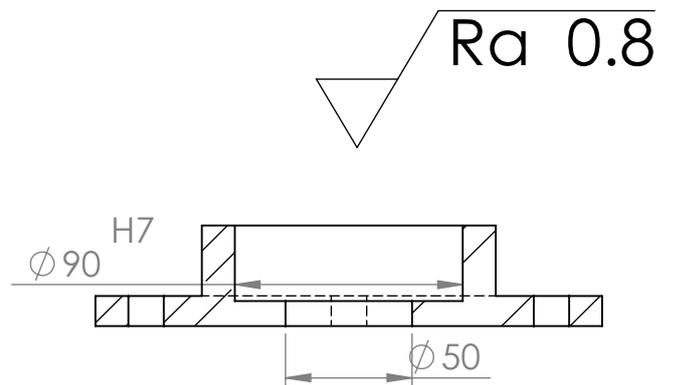
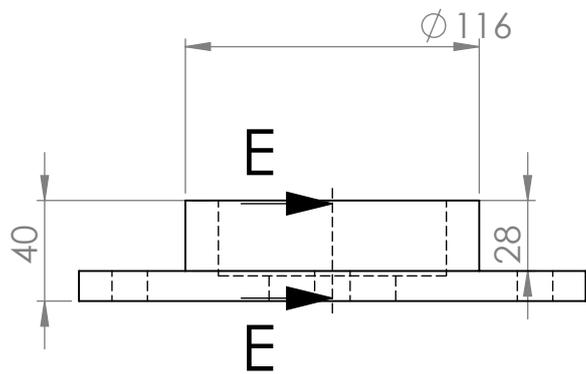
COUPE **G-G**  
 ECHELLE 1:3



<b>UNIVERSITE-A.MIRA-BEJAIA</b>		<b>TREUIL-SARDINIER</b>
Echelle: 1:3	<b>Accouplement</b>	23-08-2021
		XC48

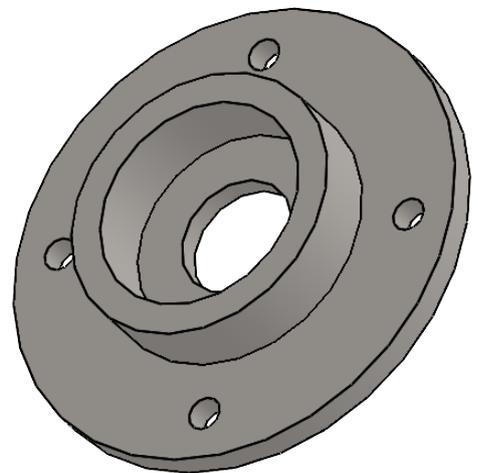
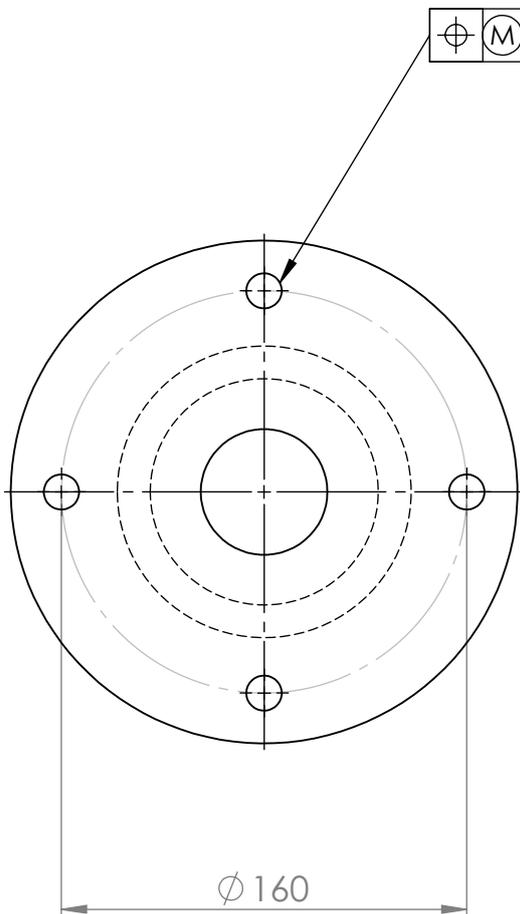


UNIVERSITE-A.MIRA-BEJAIA		TREUIL-SARDINIER
Echelle: 1:4	ARBRE	23-08-2021
		XC48



**COUPE E-E**

ECHELLE 1 : 3



**UNIVERSITE-A.MIRA-BEJAIA**

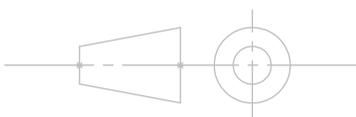
**TREUIL-SARDINIER**

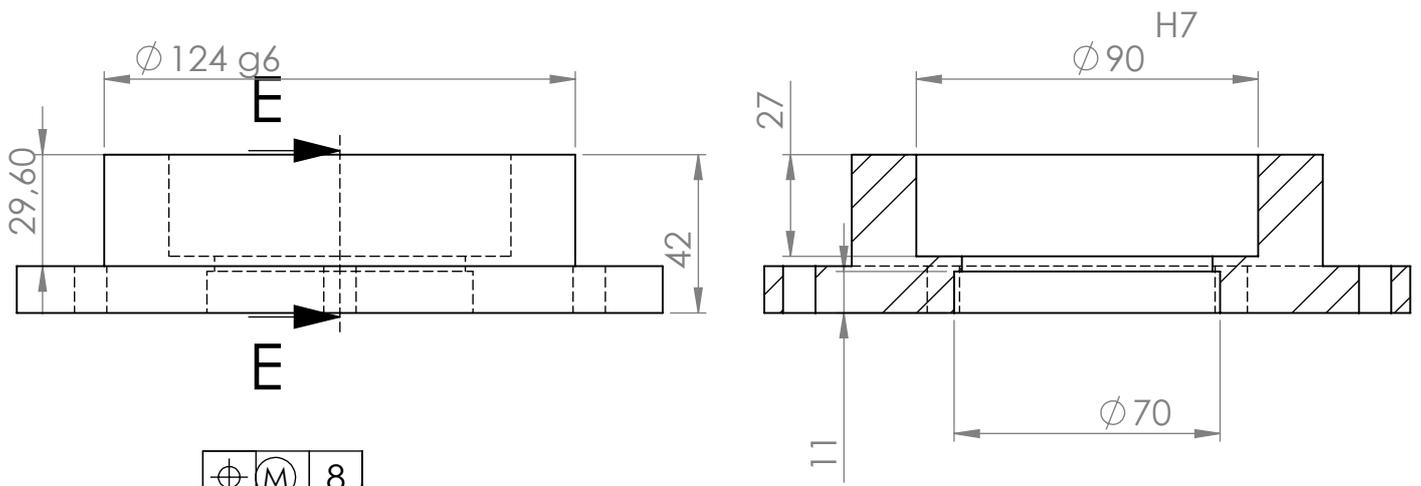
**Echelle: 1:3**

**bride 04**

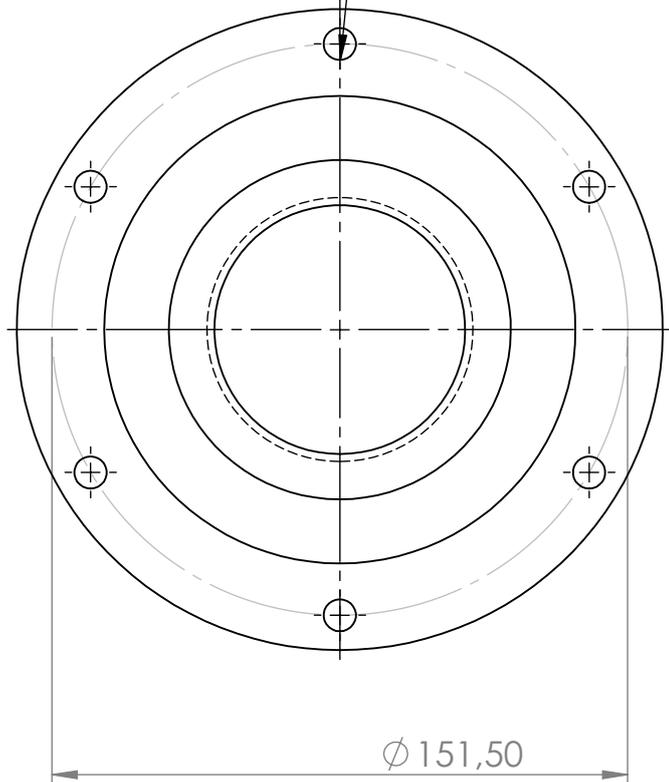
**23-08-2021**

**XC48**

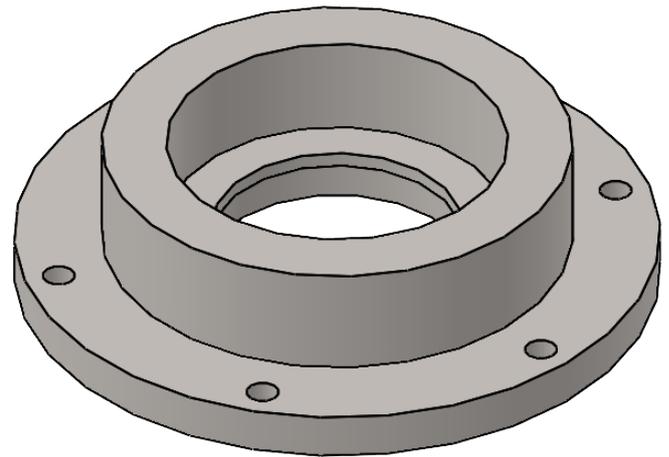


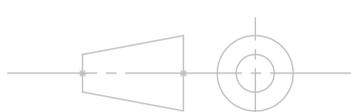


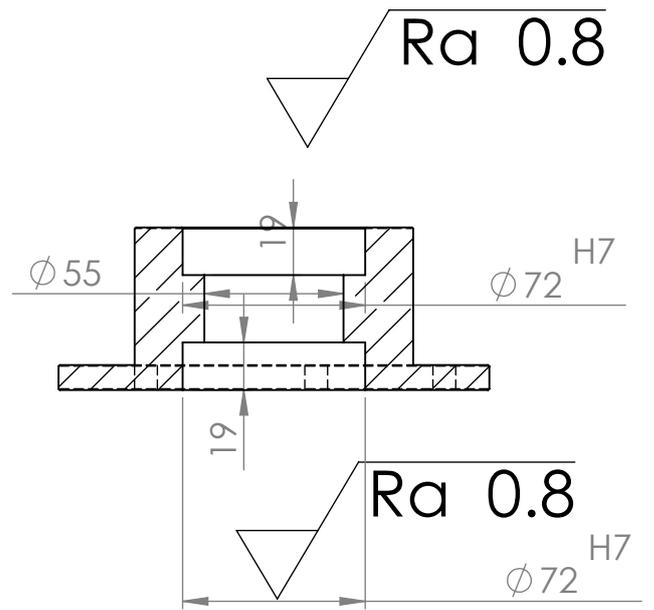
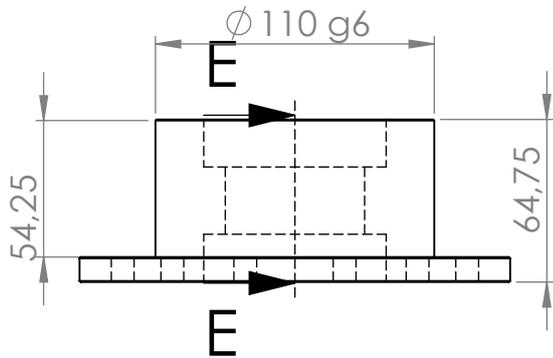
⊕ (M) 8



**COUPE E-E**  
ECHELLE 1 : 2



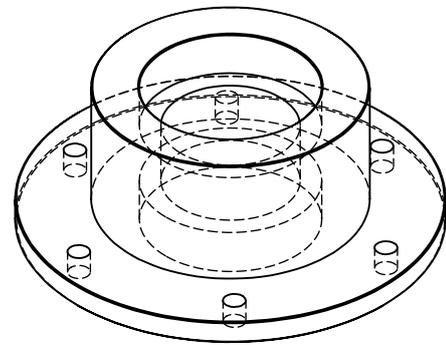
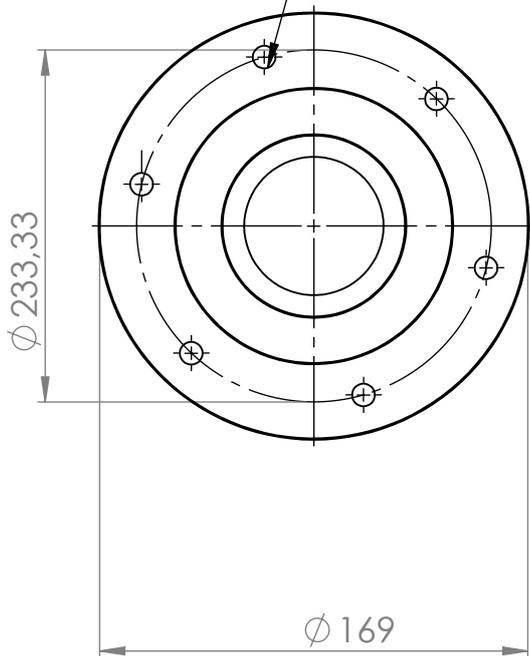
<b>UNIVERSITE-A.MIRA-BEJAIA</b>		<b>TREUIL-SARDINIER</b>	
<b>Echelle: 1:2</b>	<b>Bride</b>	<b>23-08-2021</b>	
		<b>XC48</b>	



**COUPE** E-E

ECHELLE 1 : 3

$\phi$  (M) 8



**UNIVERSITE-A.MIRA-BEJAIA**

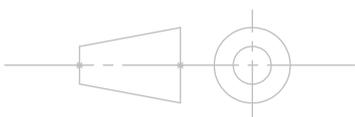
**TREUIL-SARDINIER**

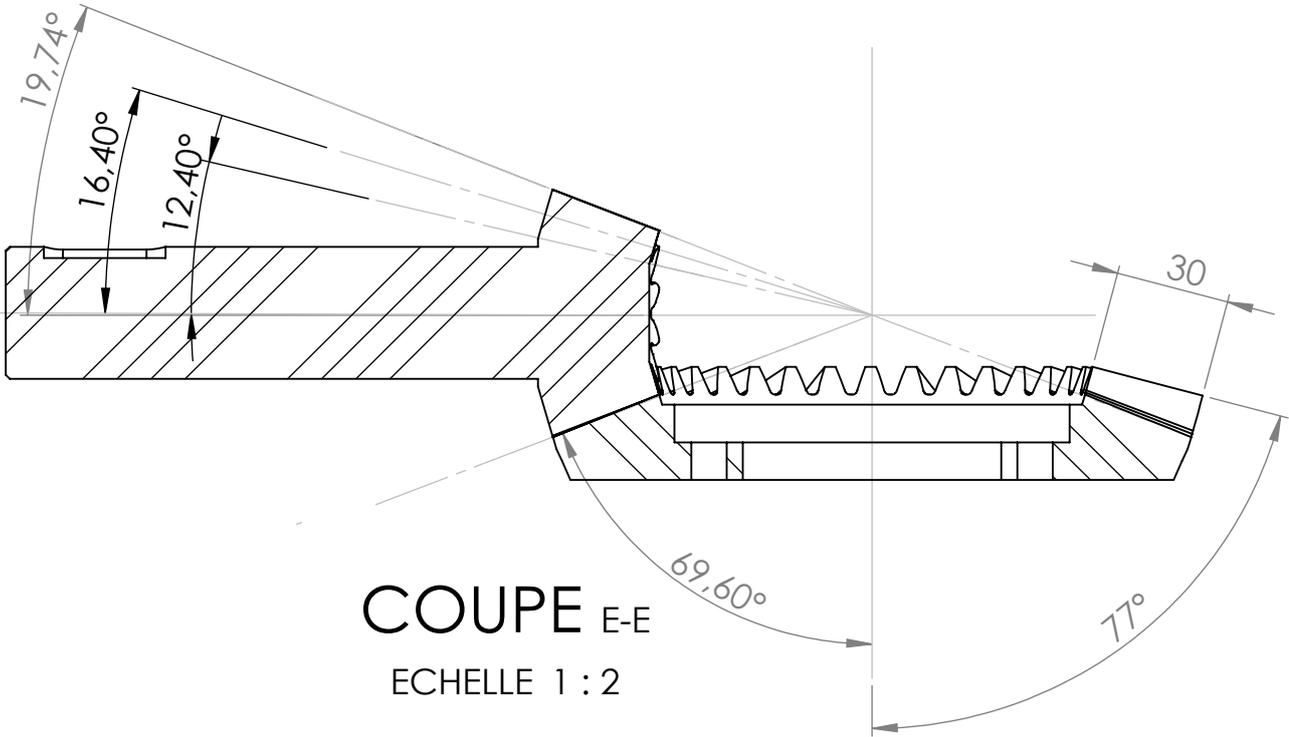
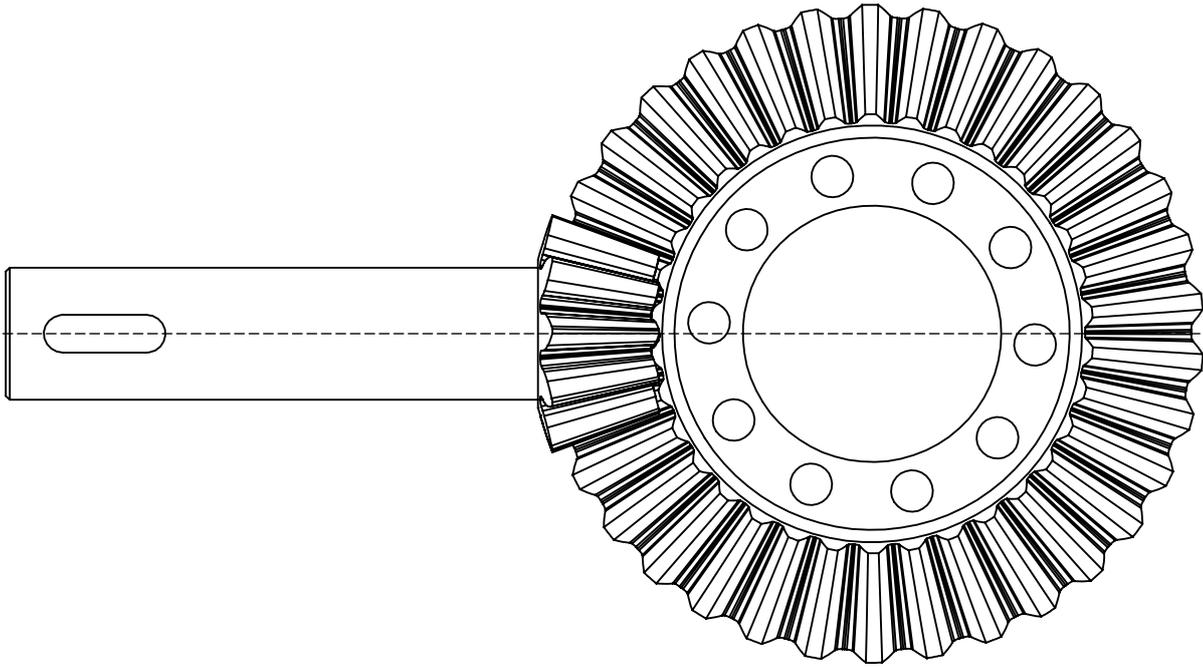
**Echelle: 1:3**

**bride 2**

**23-08-2021**

**XC48**





**COUPE** E-E  
Echelle 1 : 2

**UNIVERSITE-A.MIRA-BEJAIA**

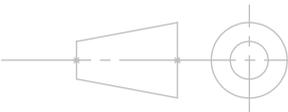
**TREUIL-SARDINIER**

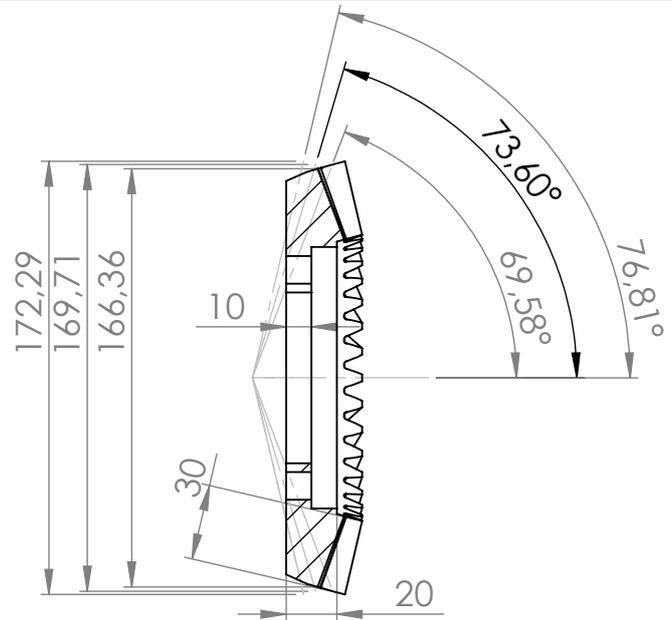
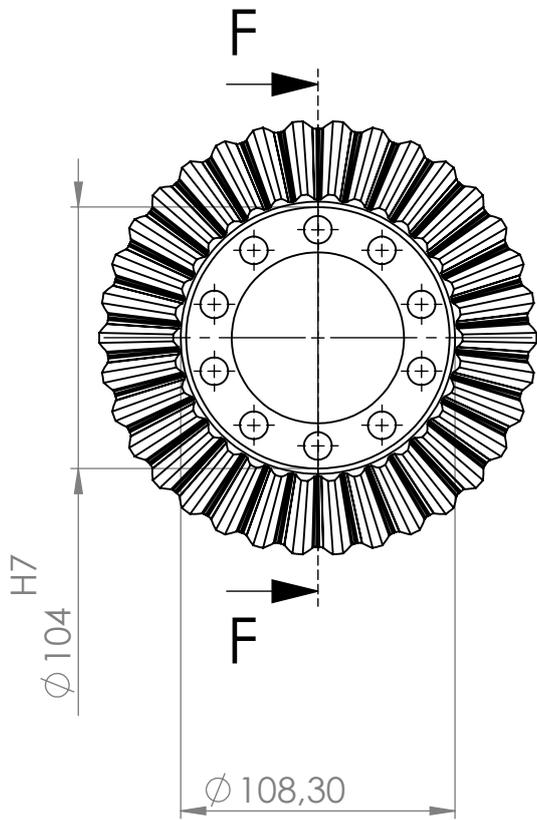
**Echelle: 1:2**

**Couple conique D.d**

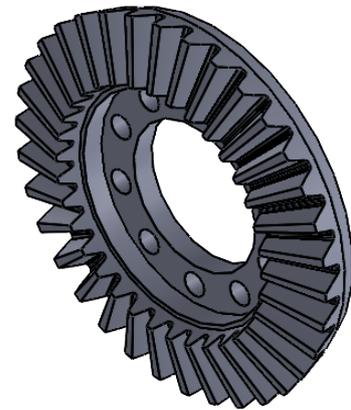
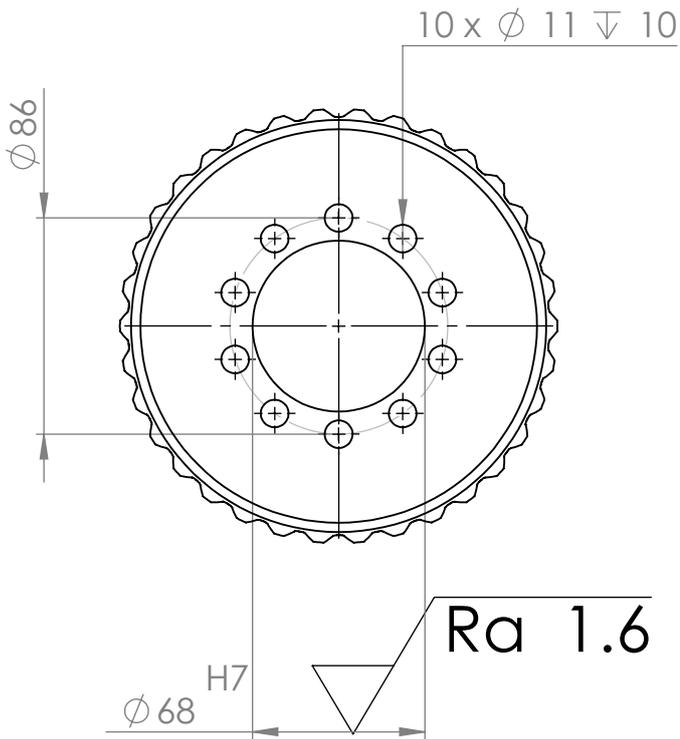
**23-08-2021**

**XC48**

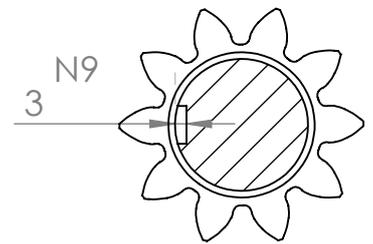
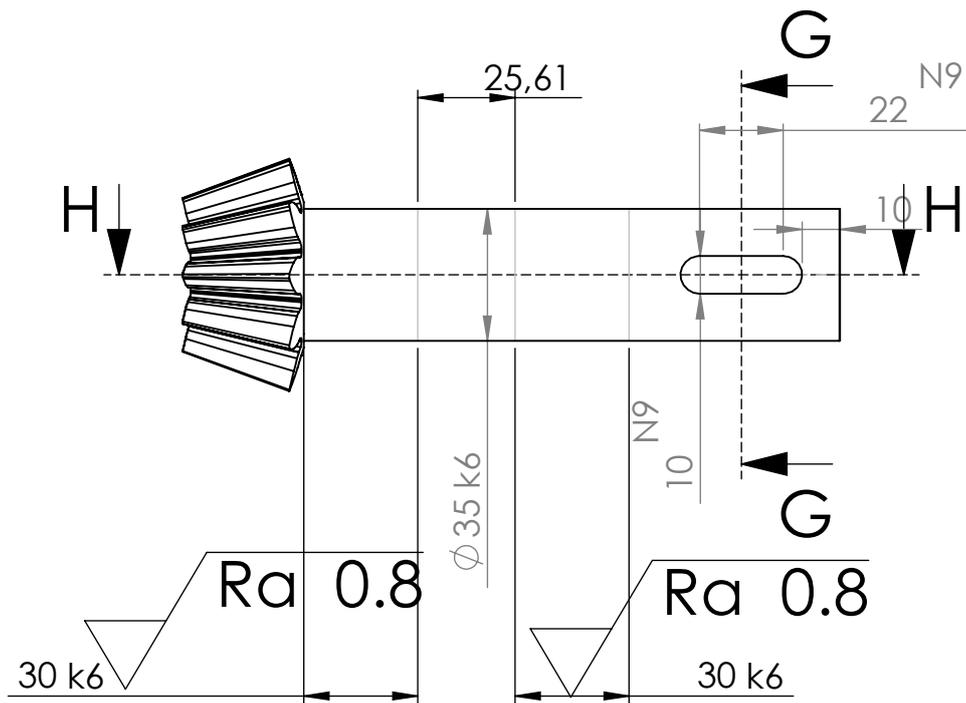




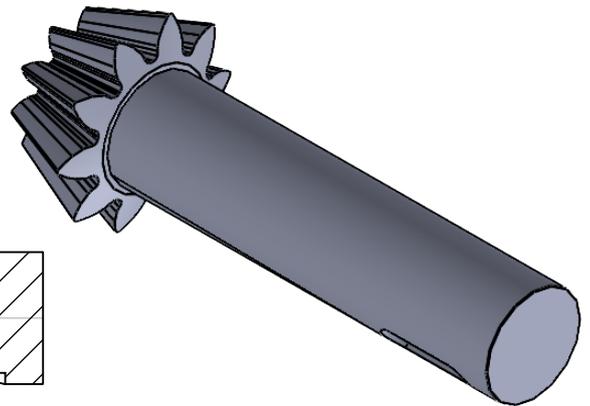
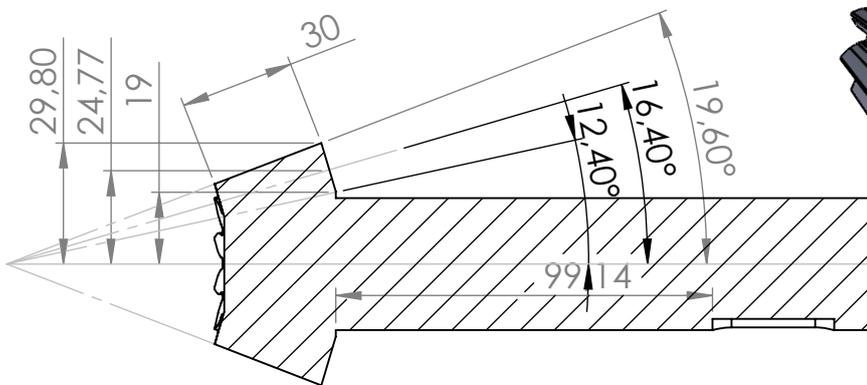
**COUPE F-F**  
 ECHELLE 1 : 3



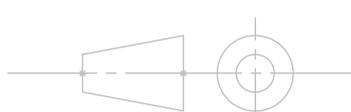
<b>UNIVERSITE-A.MIRA-BEJAIA</b>		<b>TREUIL-SARDINIER</b>
<b>Echelle: 1:3</b>	<b>couronne</b>	<b>23-08-2021</b>
		<b>XC48</b>

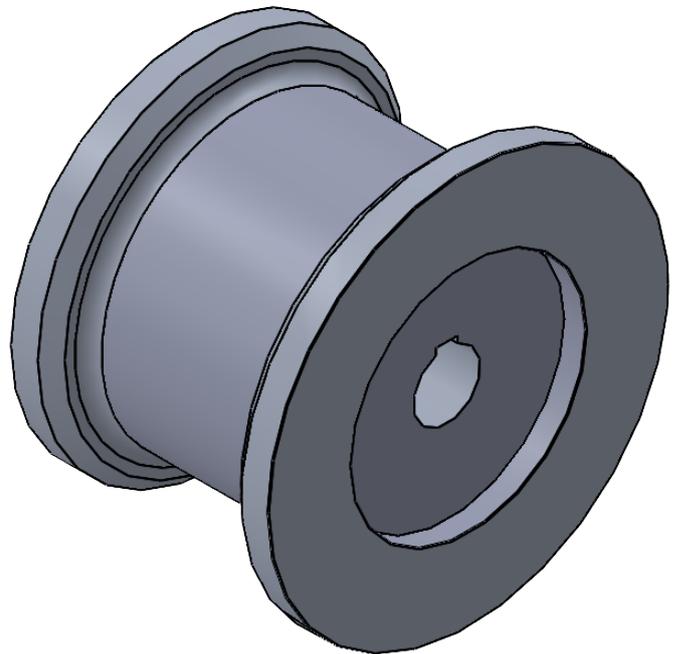
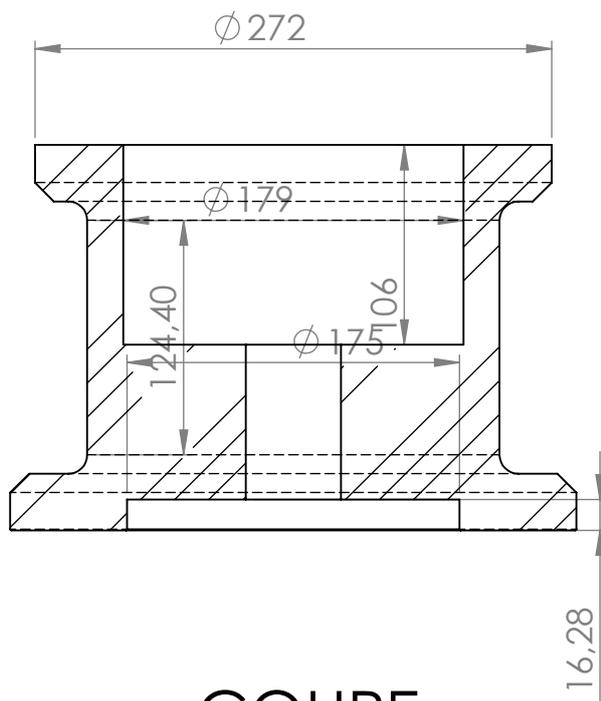
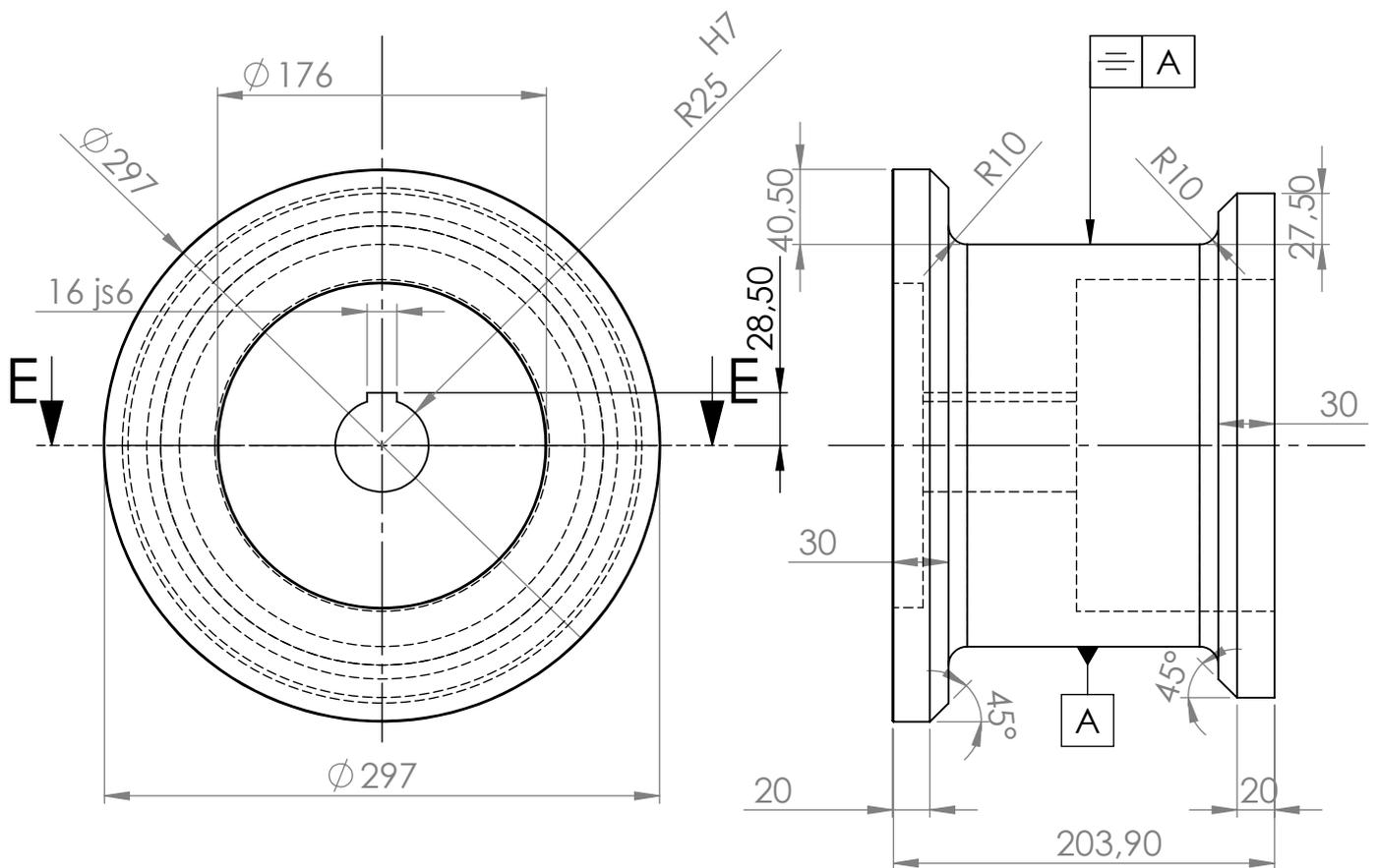


COUPE G-G



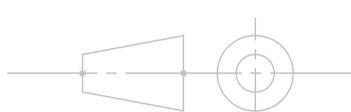
COUPE H-H

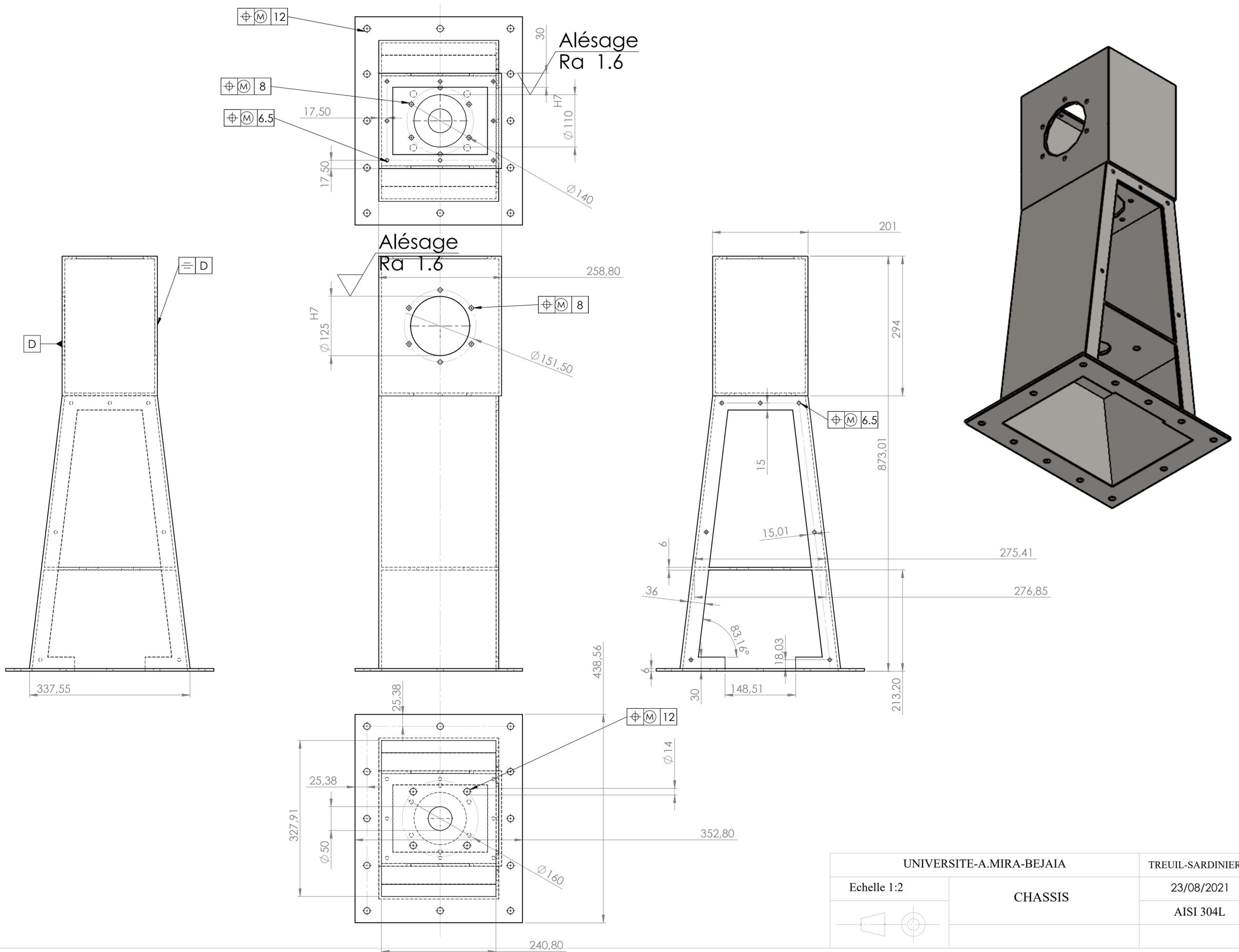
UNIVERSITE-A.MIRA-BEJAIA		TREUIL-SARDINIER
Echelle: 1:2	pignon	23-08-2021
		XC48



**COUPE** E-E

ECHELLE 1 : 4

<b>UNIVERSITE-A.MIRA-BEJAIA</b>		<b>TREUIL-SARDINIER</b>	
<b>Echelle: 1:4</b>	<b>POULIE</b>	<b>23-08-2021</b>	
		<b>XC48</b>	



UNIVERSITE-A.MIRA-BEJAIA		TREUIL-SARDINIER
Echelle 1:2	CHASSIS	23/08/2021
		AISI 304L