



école polytechnique de thies

PROJET
DE
FIN D'ETUDE

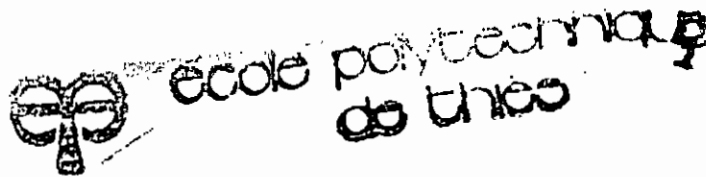
Gm. 0422

TITRE: FORCE MOTRICE
POUR UN VILLAGE

AUTEUR: SOULEYMANE IDIEME

GENIE : MECANIQUE

ANNEE : 80-81



DIRECTEUR: ANDRE WOLSKI

Je dédie cet ouvrage
à tous mes parents et amis

et principalement à ma
CHERE MAMAN

qui avait tant œuvré pour un
meilleur devenir de sa famille
et qui, aujourd'hui, n'est plus.
Que la terre lui soit légère.



école polytechnique de thiès

INSCRIPTION AU PROJET DE FIN D'ÉTUDES

COURS PRO 411-421 OU PRO 412-422

Nom de l'étudiant: Souleymane DEME No. matricule: 241

Option: Mécanique

Titre du projet: Force motrice pour un village

Nom du directeur de projet: André WOLSKI

Description sommaire du projet:

En attendant le développement du réseau électrique, la campagne a besoin d'une source de force motrice qui pourrait augmenter le rendement de la production agricole.

On propose d'exploiter la force des muscles d'animaux et transformer cette force à une force-motrice relative à l'aide d'un mécanisme propre.

Le dispositif sera capable de faire tourner les décortiqueuses, les systèmes d'irrigation, soit même une génératrice en attendant une installation soit solaire, soit celle du réseau.

Le projet consiste à concevoir un mécanisme capable de transformer la force des muscles à une force motrice mécanique.

Signatures Etudiant: [Signature]

Directeur de projet: [Signature]

Coordonnateur: [Signature]

Date: le 17-11-80

REMERCIEMENTS:

Mes remerciements vont à mon directeur de projet M^r André WOLSKI professeur à l'E.P.T, pour avoir proposé et orienté ce sujet sur les besoins de notre société.

Ils vont également à M^r Y.A. YOUSSEF pour son entière disponibilité à mon égard et ses conseils.

Mes remerciements vont ensuite à tous ceux qui, de près ou de loin, ont contribué à l'élaboration et à la réalisation de ce projet.

Et enfin ils vont grandement au tout puissant Dieu et à son prophète Mahomet pour m'avoir donné la force, l'esprit et la volonté de mener à terme ce projet.

SOMMAIRE :

Nous pensons qu'il est important de présenter avant tout les grands axes du projet.

Cette étude consiste à concevoir un mécanisme capable de transformer la force des muscles en une force motrice mécanique. Partant de ce fait nous avons :

- tout d'abord effectué une étude mécanique qui consiste à concevoir un assemblage d'éléments répondant à des critères de fonctionnement déterminés.
- ensuite nous avons procédé aux choix et calculs de dimensionnement des éléments.
- et enfin nous avons présenté un dessin d'ensemble qui constitue la synthèse de tout.

A cet effet, nous avons utilisé parallèlement à notre imagination, la logique des mécanismes, la théorie des éléments de machine et les contraintes réelles relatives au milieu d'utilisation pour présenter la dite structure que nous avons appelée
FORCE MOTRICE VILLAGEOISE.

TABLE DES MATIERES :


	PAGES
DEDICACES - - - - -	i
REMERCIEMENTS - - - - -	ii
SOMMAIRE - - - - -	iii
INTRODUCTION - - - - -	1
PREMIERE PARTIE :	
ETUDE DES DONNEES	
CHAPITRE I : ANALYSE DYNAMIQUE	4
I-1 : Analyse du système - -	4
I-2 : Etude de base - -	5
I-3 : Puissance transmise - -	6
CHAPITRE II : ETUDE MECANIQUE	8
II-1 : Objectifs - - - -	8
II-2 : Propositions - - -	8
II-3 : Conception schématique -	9
DEUXIEME PARTIE	
CONCEPTION	
CHAPITRE III : BARRES	
D'ENTRAINEMENT	12
III-1 : Analyse et Choix - -	12
III-2 : Fixation - - - -	14

	PAGES
CHAPITRE IV : LES ENGRENAGES	17
IV-1 : Hypothèse - - - -	17
IV-2 : Design - - - -	19
IV-2-1 : Le choix - - - -	19
IV-2-1-1 : Engrenage droit - -	20
- a - Choix du pignon - -	21
- b - Choix de la roue - -	22
IV-2-1-2 : Engrenage conique -	25
IV-2-1-3 : Encombrement - -	28
IV-2-2 : Etude des forces - -	29
IV-2-2-1 : Engrenage droit - -	29
- a - Effort sur les dentures -	29
- b - Effort sur l'arbre-support -	32
IV-2-2-2 : Engrenage conique -	34
- a - Effort sur les dentures -	34
- b - Effort sur l'arbre ⑨ - -	36
CHAPITRE V : LES ROULEMENTS	41
V-1 : Les roulements de la roue d'entrée	41
V-1-1 : Choix du type	41
V-1-2 : Calcul des charges	41
V-1-3 : Charge équivalente	43

	PAGES
V-1-4: Durée de fonctionnement -	45
V-1-5: Rapport de charge - -	46
V-1-6: Charge de base - -	47
V-1-7: Le roulement approprié -	47
V-2 : Les roulements de l'arbre intermédiaire ⑨	51
V-2-1: Choix du type - - -	51
V-2-2: Calcul des charges - -	51
V-2-3: Charge équivalente - -	52
V-2-4: Durée de fonctionnement -	52
V-2-5: Rapport de charge - -	53
V-2-6: Charge de base - -	53
V-2-7: Le roulement approprié -	54
CHAPITRE VI: LES ARBRES	56
VI-1 : Choix du matériau	56
VI-2 : Les formes - - -	57
A : L'arbre principal ④ -	57
B : L'arbre intermédiaire ⑨ -	59
C : L'arbre de sortie ⑭ -	60
CHAPITRE VII: LES ELEMENTS DE STRUCTURE -	63
VII-1 : Introduction - - -	63

	PAGES
VII - 2 : Design de la barre ⑥ - - -	63
VII - 2 - 1: Choix du matériau - -	63
VII - 2 - 2: Rôle - - - -	64
VII - 2 - 3: Etude de la force et dimensionnement -	64
VII - 2 - 4: Le trou de guidage -	68
VII - 2 - 5: La fixation - - -	71
VII - 3 : Design du support ⑪	72
VII - 3 - 1: Choix du matériau - -	72
VII - 3 - 2: Analyse et forme - -	72
VII - 4 : Design du palier de sortie -	74
VII - 4 - 1: Constitution - - -	74
A : Le palier - - -	74
B : Le coussinet - - -	75
VII - 5 : Conception du support ⑫ - - -	77
VII - 5 - 1: Constitution - - -	77
VII - 6 : Conception du support pivotant - -	78
VII - 6 - 1: Constitution - - -	78
VII - 7 : Conception des supports principaux - -	80
VII - 7 - 1: Constitution - - -	80

	PAGES
VII-7-2: Rôle et dimensions - -	80
VII-8 : Conception du socle -	81
VII-8-1: Définition et rôle - -	81
VII-8-2: Constitution - - -	82
VII-8-3: Stabilité' - - -	82
VII-9 : Organes de liaison	84
TROISIEME PARTIE	
ILLUSTRATIONS	
A - DESSIN D'ENSEMBLE - -	
B - FONCTIONNEMENT - - -	87
CONCLUSION - - -	89
DISCUSSION - - -	91
ANNEXES - - -	93
BIBLIOGRAPHIE - - -	103


 école polyvalente
 de thèse

INTRODUCTION :

L'énergie, sous toutes ses formes, demeurant un besoin réel de l'être humain, il est donc nécessaire d'en disposer à tous les niveaux de la société. De ce fait, pour le villageois qui est loin du développement industriel, nous proposons l'exploitation de la force des animaux pour la transformer en une force motrice relative à l'aide d'un mécanisme approprié. Mais il est important de signaler que la machine à concevoir qui est appelée généralement manège et qui semble être un moteur, n'est en définitive qu'un mécanisme intermédiaire, le moteur étant en réalité l'animal ou les animaux qui l'actionnent.

Pour cette étude, nous devons déterminer à partir d'une entrée donnée, ici la force des animaux, les éléments capables de transmettre la puissance reçue. En plus de cet objectif, il doit être capable de faire tourner plusieurs appareils; par exemple: une décortiqueuse, un système de pompage pour irrigation ou même une génératrice électrique.

Quant-à l'étude effective du projet, nous la présentons en trois parties.

– D'abord l'étude des données qui consiste à voir quel est le problème posé, à faire des analyses et à présenter des propositions relatives aux objectifs.

– Ensuite l'étude proprement dite ou plutôt la conception globale du mécanisme proposé.

– Et enfin le fonctionnement et la représentation de l'ensemble du mécanisme par plusieurs vues de dessin pour montrer les moindres détails pour une phase ultérieure de réalisation.



PREMIERE PARTIE

ETUDE
DES
DONNEES

CHAPITRE I

ANALYSE

DYNAMIQUE :

II-1 : ANALYSE DU SYSTEME :

Le mécanisme est un manège circulaire. Les animaux se déplacent sur une piste circulaire, atelés à l'extrémité d'une flèche, dont l'autre extrémité est solidaire d'un arbre vertical animé du même mouvement de rotation.

Les animaux font en moyenne trois tours par minute ; donc un système d'engrenage multiplicateur doit être conçu pour avoir une vitesse de sortie plus élevée.

La machine commandée par le manège (decortiqueuse, pompe...etc..) doit être en dehors du rayon d'action des animaux. Donc il y aurait intérêt que ce rayon soit le plus grand possible tout en conservant un rendement convenable. En général on ne dépasse pas 4 m ; on ne descend pas également en

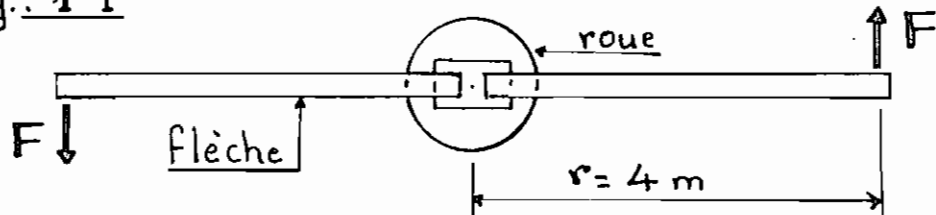
dessous de 2.5 m. Sinon l'animal ou les animaux éprouvent trop de gêne et de fatigue. Il faut alors éviter que les animaux soient sujets au vertige.

I-2 : ETUDE DE BASE :

Comme il est énoncé, l'entrée du mécanisme se fait par un couple développé par la force de deux bœufs. Sur ce, les renseignements tirés auprès de l'assistance technique de l'I.S.R.A. (Institut Sénégalais de Recherche Agricole) donnent: les bœufs au Sénégal ont un poids moyen de 300 Kg et peuvent tirer chacun une force égale à 15 pour cent de son poids.

Partant de ces données nous avons considéré, pour les calculs de base, que le rayon de traction est de 4 m afin d'utiliser le couple maximum pour le design des éléments.

Fig. 1-1



La figure ci-dessus montre comment se présente le système d'entrée.

I-3 : LA PUISSANCE TRANSMISE :

L'expression de la puissance est donnée par : $P = C \times \omega$

avec $C =$ le couple développé par les boeufs en mN

$\omega =$ la vitesse de rotation angulaire en rad/s.

$P =$ la puissance en W

Le couple développé par les deux boeufs est égal à la force F , multipliée par la distance $2 \times r$.

$$C = 2 F r$$

Chaque boeuf fournit 15 % de son poids soit

$$F = 0.15 \times 300 \text{ Kg}$$

$$= 45 \text{ Kgf}$$

$$= 441 \text{ N}$$

Avec $r = 4 \text{ m}$

$$C = 2 \times 441 \times 4 = 3528 \text{ m.N}$$

Les renseignements techniques nous disent que la vitesse de déplacement des boeufs varie entre 5 et 6 Km à l'heure. Pour nos calculs nous considérons que les boeufs se déplacent à environ 5 Km/heure soit 80 m/mn.

Les 80 m/mn sont considérées comme étant la vitesse circonférentielle sur le cercle de rayon 4 m. La circonférence étant égale à $\pi \times D$

soit $3.14 \times 8 \text{ m} = 25 \text{ m}$, les boeufs feront
 $80 \div 25$ tours par minute soit environ 3 RPM

$$\begin{aligned}\text{Donc } \omega &= 3 \text{ tours/mn} \\ &= 3 \times 2 \times \pi \text{ rad/mn} \\ &= 3 \times 2\pi \div 60 \text{ rad./s.} \\ &= 0.3142 \text{ rad/s.}\end{aligned}$$

La puissance transmise est alors :

$$\begin{aligned}P &= C \times \omega \\ &= 3528 \times 0.3142 \\ &= 1108.5 \text{ Watts} \\ &= 1108.5 \times 1.341 \cdot 10^{-3} \text{ Hp} \\ &= 1.5 \text{ Hp.}\end{aligned}$$

CHAPITRE II

ETUDE MECANIQUE:

II-1 : OBJECTIFS :

- Le système à concevoir doit être de liaisons mécaniques simples
- Les éléments de construction doivent être rentabilisés au maximum possible.
- La conception technique doit être de telle sorte que le mécanisme réponde à sa vocation de force motrice universelle.

II-2 : PROPOSITIONS :

Pour le mécanisme nous proposons:

- l'emploi d'éléments transmetteurs (engrenages, arbres... etc.) non sophistiqués afin que les villageois puissent d'eux même assurer l'entretien.
- un système d'assemblage simple composé des éléments de visserie dans sa grande partie et quelquefois seulement de soudure.

- l'emploi du bois pour renforcer la structure métallique.

- la réalisation d'un mécanisme pivotant pouvant être orienté suivant toutes les directions.

II-3 : CONCEPTION SCHEMATIQUE :

Avant de s'engager dans les calculs, nous avons jugé nécessaire de présenter notre système d'une manière schématique. Cette représentation permettra de bien percevoir le fonctionnement mécanique et, également, de bien situer la position des principaux organes.

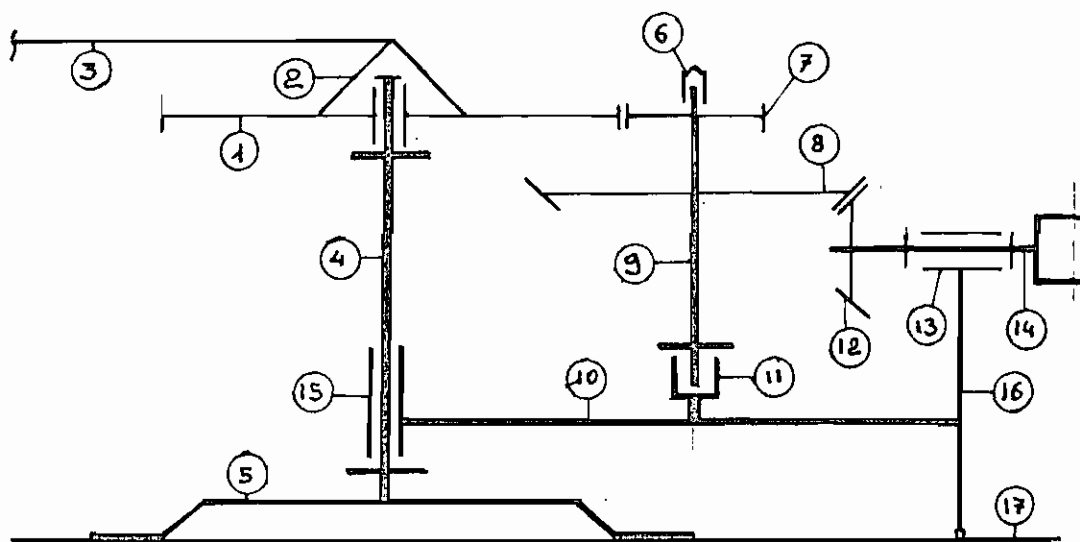


Fig. 2-3-1 :

Définition des organes principaux

- 1 - Roue d'entrée R_1
- 2 - Support des barres d'entraînement
- 3 - Barres d'entraînement
- 4 - Arbre - support de la roue d'entrée
- 5 - Socle
- 6 - Barre transversale de centrage et de guidage
- 7 - Pignon droit P_1
- 8 - Roue conique R_2
- 9 - Arbre tournant vertical
- 10 - Support principal
- 11 - Palier - support transversal
- 12 - Pignon conique
- 13 - Palier de sortie
- 14 - Arbre de sortie
- 15 - Pivot
- 16 - Support du palier de sortie
- 17 - Plaque de stabilité

Nous signalons que le mécanisme comporte d'autres éléments secondaires tels que les organes de liaison que le schéma simplifié ne fait pas ressortir.

DEUXIEME

PARTIE

CONCEP-
TION

CHAPITRE III

BARRES

D'ENTRAÎNEMENT:

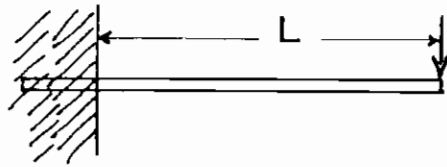
III - 1 : ANALYSE ET CHOIX :

Comme il est montré sur la figure 1-1, chaque poutre est soumise à une flexion créée par la force de traction de bœufs. Avec l'élément de fixation au milieu, chaque barre se comporte comme une poutre encastree en porte-à-faux.

Les barres seront choisies en bois de chêne ou de sapin ordinaire capable de fournir une résistance à la flexion supérieure à la contrainte créée par la force de traction. Mais étant donné que, dans le livre "Aide mémoire Dunod" de construction mécanique, nous avons à notre disposition pour le choix, les résistances à la flexion indiquées, sont créées par une charge uniformément répartie sur une poutre supportée par deux appuis. De ce fait, il faut effectuer une étude comparative des deux cas pour

faire le choix.

— Poutre encastree en porte-à-faux:

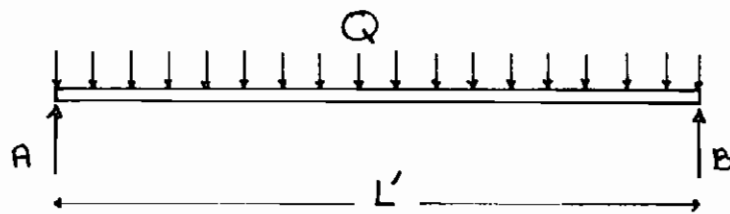


Le moment de flexion est maximum à l'encastrement. Son expression est : $M_{f\max} = W \times L$

Pour le mécanisme $L = 4 \text{ m}$ et $W = 441 \text{ N}$

$$\text{donc } M_{f\max} = 441 \times 4 = 1764 \text{ N.m}$$

— Poutre supportée par deux appuis:



Le moment de flexion est maximum au milieu. Son expression est : $M_{f\max} = \frac{Q L'}{8}$

Pour avoir les mêmes effets sur les deux cas il faut que L' soit égale à $2L$ pour que la contrainte maximale soit à des distances identiques relativement aux réactions d'appuis.

De ce fait pour trouver la valeur de Q qui doit servir au choix, il faut partir de l'égalité des moments de flexion, soit de $WL = \frac{Q L'}{8}$.

Donc si $WL = \frac{QL'}{8} = 1764 \text{ N.m}$

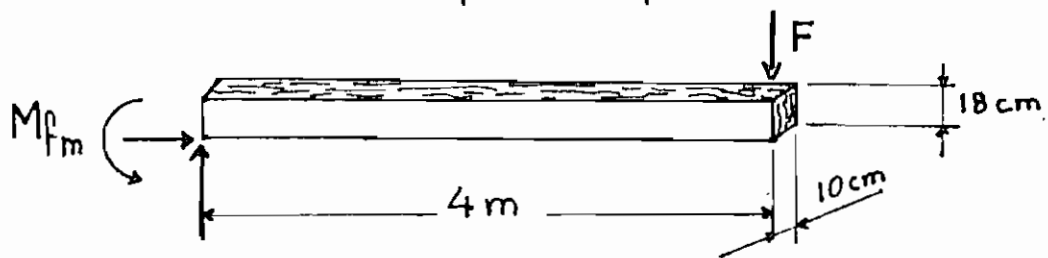
avec $L' = 2L$

$$= 2 \times 4 = 8 \text{ m}$$

alors $WL = Q$; d'où $Q = 1764 \text{ N}$.

En prenant $Q = 1764 \text{ N}$ soit 179.8 Kgf , nous obtenons, à l'aide des tables de résistance du bois du livre "Dunod", une poutre de longueur 8 m avec une section de $10 \text{ cm} \times 18 \text{ cm}$ capable de supporter une charge uniforme $Q = 190 \text{ Kgf}$.

Nous aurons alors deux barres de 4 m de même section que la poutre calculée.



Après le choix de la barre, il faut maintenant voir comment la maintenir en position sur le mécanisme.

III-2 : FIXATION DES BARRES :

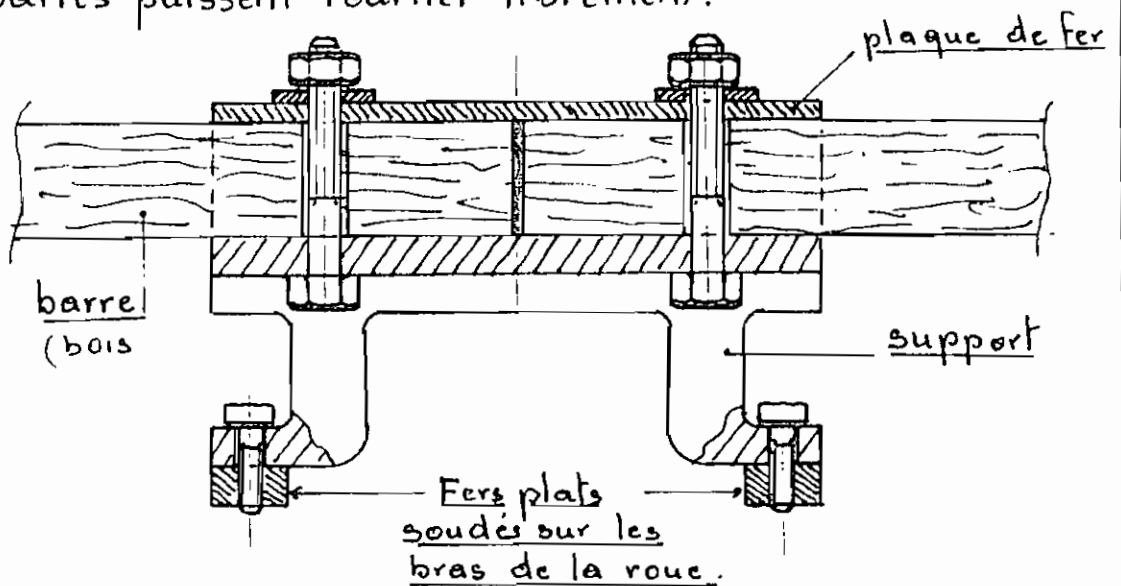
Les barres sont fixées sur la roue d'entrée à l'aide d'un élément en fonte moulée portant

le nom de "support des barres".

Dans la conception, nous indiquons uniquement les moyens d'obtention de ce support, sa forme géométrique et les moyens de fixation des barres sur le support et du support sur la roue R_1 .

Pour ce qui de la résistance interne nous exigeons que le produit moulé présente de grandes propriétés mécaniques et soit usinable.

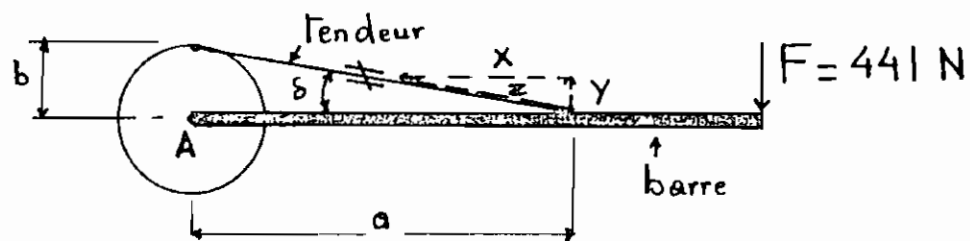
Les dimensions sont déterminées relativement aux autres dimensions du mécanisme pour que les barres puissent tourner librement.



Les deux barres sont fixées sur le support par deux boulons et une plaque de fer et le support est lui même fixé sur la roue R_1 par quatre boulons et deux

profilés rectangulaires ou fers plats soudés directement sur les bras de la roue R_1 .

Afin d'augmenter la rigidité de la barre ou plus exactement des barres, nous avons pensé à placer un tendeur sur chaque barre pour contrer l'effet de la flexion. Le tendeur doit être en tige de fer en fonte ou acier présentant une grande résistance à la traction; par exemple :



Le tendeur doit présenter une résistance supérieure à Z/S Z étant la tension dans le tendeur et S sa section.

Nous laissons la latitude aux utilisateurs de fixer leurs points d'appuis ou principalement la distance a . Nous indiquons cependant la méthode d'obtention de Z une fois que la valeur de a est fixée.

En faisant $\sum M_A = 0$ i.e. $Y \cdot a - F \cdot L = 0$
on obtient $Y = \frac{F \cdot L}{a}$ et on tire Z de $\frac{Y}{Z} = \sin \delta$.

CHAPITRE IV

LES ENGRENAGES :

IV - 1 : HYPOTHESES :

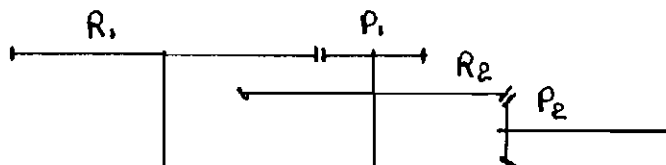
Il est déjà connu que :

- la puissance à transmettre est de 1.5 Hp ;
- la vitesse de la roue d'entrée R_1 est de 3 RPM.

Maintenant, partant des quelques expériences déjà réalisées dans ce domaine, nous soulignons que, généralement, les vitesses de sortie des manège varient entre 75 et 135 RPM et dépendent du système du concepteur. De ces faits, nous avons fixé que la vitesse de sortie de notre mécanisme va être obtenue après deux échelles de multiplication.

La transformation se fait de la sorte :

- Une entrée verticale par un engrenage droit
- Une sortie horizontale par un engrenage conique.



Les vitesses de rotation des éléments sont :

- N_{R_1} : vitesse de la roue d'entrée = 3 RPM
- N_{P_1} : " du pignon P_1 ?
- N_{R_2} : " de la roue R_2 = N_{P_1}
- N_{P_2} : " du pignon de sortie ?

Mais le choix des éléments d'engrenage (pignons et roues) devant se faire par des catalogues, nous avons jugé nécessaire de consulter ces derniers avant de nous déterminer sur la grandeur des échelles de multiplication. En effet, après une consultation des catalogues Boston "Boston Gear", nous avons vu que la vitesse minimale de normalisation des éléments d'engrenage est de 25 RPM. Etant donné que la roue d'entrée tourne à 3 RPM, nous nous sommes dits de fixer, en tant que concepteurs, la première échelle de multiplication de telle sorte que le premier pignon P_1 tourne à environ 25 RPM. Sur ce nous avons choisi une échelle de 1 à 9 pour obtenir une vitesse de sortie du pignon P_1 de $3 \times 9 = 27$ RPM.

Donc pour le choix des éléments nous partons avec le pignon P_1 avec la vitesse de 25 RPM en

accusant une tolérance sur la vitesse qui doit être compensée par la qualité du matériau du pignon.

Pour la deuxième échelle de multiplication, les catalogues fournissent les engrenages coniques par paire ou plus exactement par couple d'utilisation (Pignon-Roue). A cet effet, la grandeur de la deuxième échelle sera déterminée dans les paragraphes ultérieurs après certaines indications de choix.

IV-2: DESIGN :

La partie design est divisée principalement en deux parties : le choix des éléments et l'étude des forces générées par leur fonctionnement.

IV-2-1: LE CHOIX :

Avant d'effectuer n'importe quel choix pour un élément donné, il faut avoir en sa disposition certaines données de base servant de guide. Sur ce, les catalogues nous donnent quelques directives pour aboutir au bon choix :

- a - Déterminer la catégorie d'utilisation pour

en établir le coefficient (pour cela un tableau de référence est joint en annexe N° 1

- b - Multiplier la puissance requise en HP par le coefficient d'utilisation.

- c - Choisir dans le catalogue un pignon d'une capacité égale ou supérieure à la capacité calculée à l'étape - b -

- d - Reprendre - c - pour ce qui concerne la roue.

Les matériaux de construction sont fixes par les catalogues et sont généralement de l'acier pour les pignons et de la fonte pour les grandes roues.

Pour le manège, nous considérons que le mécanisme a un fonctionnement continu de 8 heures à 10 heures par jour et qu'il est à charge sans choc. Ceci nous mène à la catégorie 1 avec un coefficient d'utilisation de 1.

D'où la puissance de choix demeure identique à la puissance requise, soit 1.5 HP

IV - 2 - 1 - 1 : Engrenage Droit :

Nous choisissons un angle de pression de 20° (plus courante dans le marché de fabrication en serie.

- a - Choix du pignon P_1 :

Dans le catalogue Boston MP76, à la page 13, nous avons :

- pour un angle de pression de 20° ;
- une puissance requise de 1.5 HP
- et une vitesse de 27 RPM ,

un pignon normalisé avec

- une puissance de 1.49 HP
- une vitesse de 25 RPM
- un nombre de dents $n_{p_1} = 20$
- un pas diamétral $P_d = 5$

En considérant la tolérance ou plus exactement la sécurité que nous avons prise en supposant que le mécanisme est à fonctionnement continu de 8 à 10 heures par jour or . en réalité, le manège fonctionne par intermittance pour le repos des bêtes, nous pouvons prendre cette référence en sachant que, pour un couple donné, la puissance augmente avec la vitesse et que dans toute construction, surtout dans celle des pièces mécanique, une certaine marge de sécurité doit être prise sur les conditions d'utilisation.

Partant de ces renseignements, la page 62 du même catalogue nous donne les caractéristiques complémentaires :

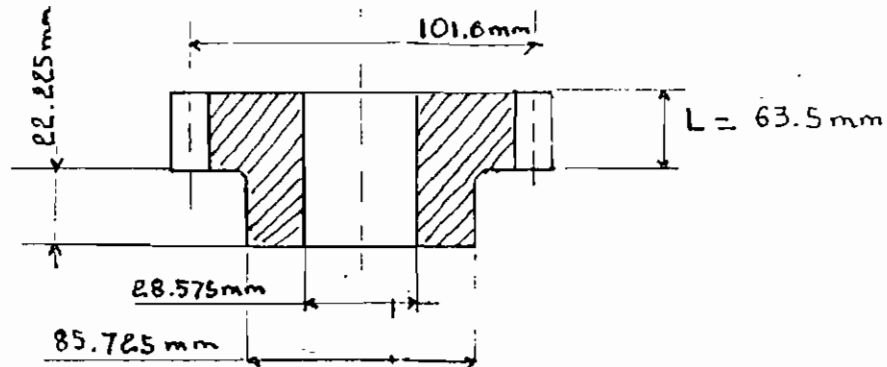


Figure : II-2-1-1-a-

Pignon en acier type YK20-10020

Toutes les caractéristiques de définition traduites en système métrique sont données sur le tableau récapitulatif de l'engrenage droit; et les définitions terminologiques sont en annexe N° 2

- b- Choix de la roue R₁ :

Conformément à la conception schématique, la roue R₁ doit supporter les accessoires d'entraînement. Donc sa construction doit être spéciale pour pouvoir supporter les quelques contraintes supplémentaires. Sur ce nous avons décidé que la roue subisse un traitement spécial tout en demeurant normalisée du côté dimensionnel.

Etant donné que nous avons fixé la première échelle dans le rapport 1:9 et que nous avons $n_{p_1} = 20$ dents, alors, partant des relations de transformation des engrenages, nous obtenons $n_{R_1} = n_{p_1} \times 9 = 180$ dents.

Dans le catalogue Boston, à la page 62 nous trouvons la roue en fonte

YK180B-10772

avec un pas diamétral de 5 et une largeur de denture de 2.5 pouces.

Nous nous sommes dit que ce model répond à notre objectif et avons décidé que, pour le manège, il faut employer une roue traitée ayant un format identique.

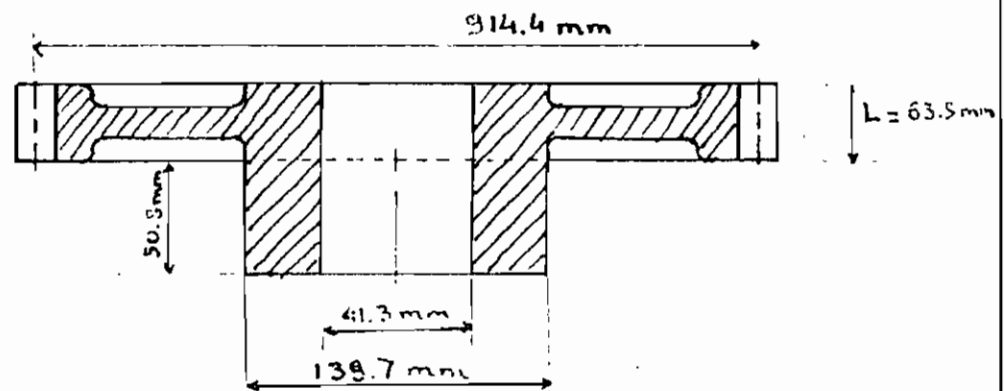


Fig. IV-2-1-1-b - (échelle non respectée).

Les autres caractéristiques sont sur le tableau suivant:

CARACTERISTIQUES DE R_1 ET P_1		
	R_1	P_1
$D = n/P_d$	36" = 914.4 mm	4" = 101.6 mm
$n = D \cdot P_d$	180 dents	20 dents
$P_d = n/D$	5	5
$H_a = 1/P_d$	$1/5'' = 5.08 \text{ mm}$	$1/5'' = 5.08 \text{ mm}$
$H_f = 1.157/P_d$	$\frac{1.157}{5}'' = 5.87 \text{ mm}$	= 5.87 mm
$H = H_a + H_f$	$\frac{2.157}{5} = 10.95 \text{ mm}$	= 10.95 mm
$DE = D + 2H_a$	36.4" = 924.6 mm	4.4" = 111.8 mm
$DF = D - 2H_f$	35.5" = 902.5 mm	3.5" = 89.7 mm
$DB = D \cos \alpha$	= 859.2 mm	= 95.5 mm
α	20°	20°
$P = \frac{\pi D}{n} = \frac{\pi}{P_d}$.628" = 15.96 mm	= 15.96 mm
$E = P/e$.314" = 7.98 mm	= 7.98 mm
$L = \text{largeur dent.}$	2.5" = 63.5 mm	= 63.5 mm.

TABLEAU $\nabla-2-1-1$

IV - 2 - 1 - 2 : Engrenage conique :

Comme nous l'avons déjà indiqué, les éléments d'engrenage se choisissent sur des bases prédéterminées telles que la puissance de choix. Nous signalons que la marge de choix, surtout du point de vue rapport de transformation, est plus restreinte avec les engrenages coniques qu'avec les engrenages droit. C'est sur cette base que nous avons préféré attendre que la puissance de choix soit fixée pour déterminer la valeur de la deuxième échelle de multiplication.

Pour le choix proprement dit, nous avons vu que les engrenages coniques pouvant transmettre des puissances supérieures à 1 HP à des vitesses inférieures à 200 RPM offrent un rapport maximum de 4 à 1.

Sur ces considérations, nous avons choisi une paire conique de rapport 4 - 1 pouvant transmettre :

- une puissance de 1.1 HP à 50 RPM
 - ou - une puissance de 2 HP à 100 RPM;
- et dont le pas diamétral est de 4 .

Ce couple est le PA1444Y du catalogue Boston dont le pignon est en acier et la roue en fonte

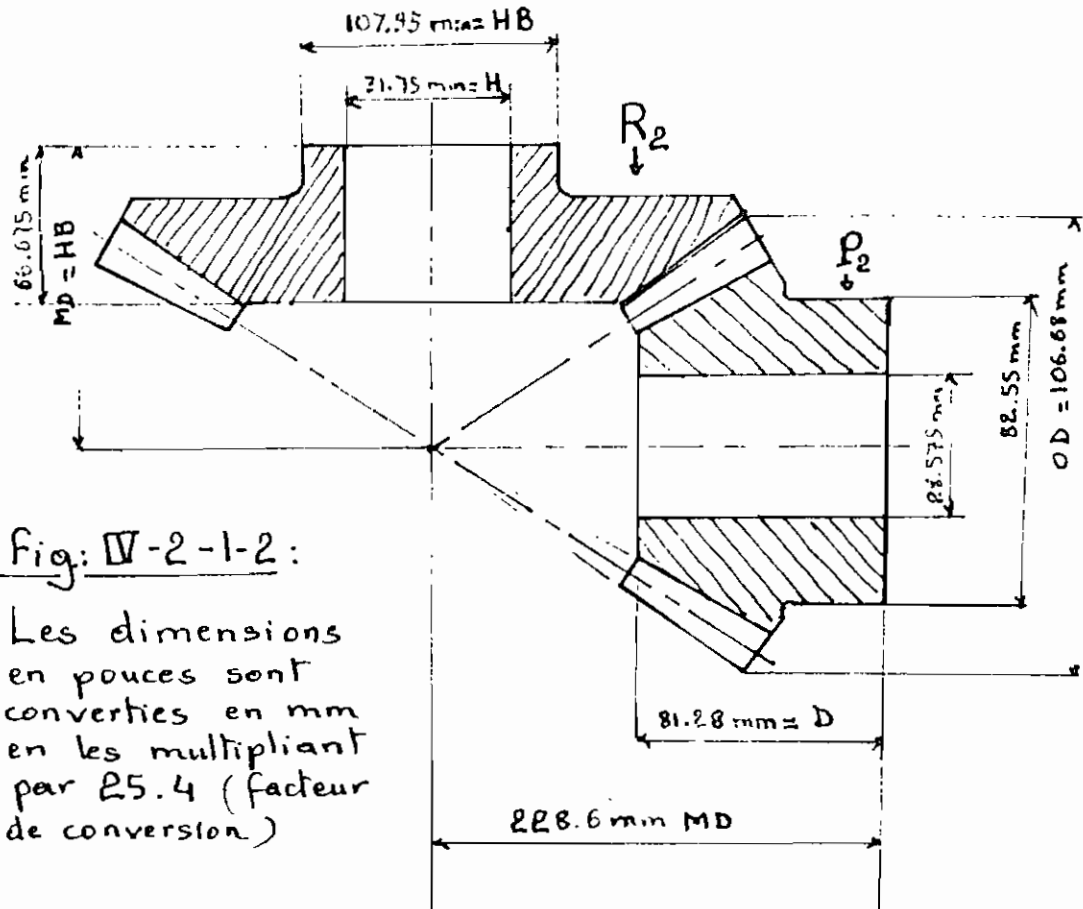


Fig: IV-2-1-2:

Les dimensions en pouces sont converties en mm en les multipliant par 25.4 (facteur de conversion.)

Les autres caractéristiques sont données dans le tableau IV-2-1-2 dont les définitions terminologiques se trouvent en annexe.

CARACTERISTIQUES DE R ₂ ET P ₂		
	R ₂	P ₂
$D = n/p_d$	14" = 355.6 mm	3.5" = 88.9 mm
$n = D \times p_d$	56 dents	14 dents
$p_d = n/D$	4	4
$H_a = 1/p_d$.25" = 6.35 mm	= 6.35 mm
$H_f = 1.157/p_d$.29" = 7.35 mm	= 7.35 mm
$H = H_a + H_f$.54" = 13.7 mm	= 13.7 mm
$P = \pi/p_d$.785" = 19.95 mm	= 19.95 mm
$L = \text{largeur dent}$	1.69" = 42.93 mm	= 42.93 mm
$\delta = \tan^{-1} \frac{D_R}{D_P}$	$\tan^{-1}(\frac{14}{3.5}) = 75.96^\circ$	= 75.96°
$r_{cp} = \frac{D}{2 \sin \delta}$	7.22" = 183.3 mm	= 183.3 mm
$\alpha_s = \tan^{-1}(\frac{H_a}{r_{cp}})$	$\tan^{-1}(\frac{.25}{7.22}) = 2^\circ$	= 2°
$\alpha_c = \tan^{-1}(\frac{H_f}{r_{cp}})$	$\tan^{-1}(\frac{.29}{7.22}) = 2.3^\circ$	= 2.3°
$A_T = \delta + \alpha_s$	= 77.96°	= 77.96°

TABLEAU IV-2-1-2 :

	R_2	P_2
$A_p = \delta - \alpha_c$	$= 73.66^\circ$	$= 73.66^\circ$
$A_{cc} = \delta$	$= 75.96^\circ$	$= 75.96^\circ$
α angle de pression.	$= 20^\circ$	$= 20^\circ$

TABLEAU IV-2-1-2: (suite)

IV-2-1-3: Encombrement :

Après le choix individuel des éléments, il est maintenant nécessaire de déterminer quel est l'encombrement du système tournant en position de fonctionnement. Par encombrement, nous entendons bien sûr l'espace occupé par les pignons et roues en position d'assemblage.

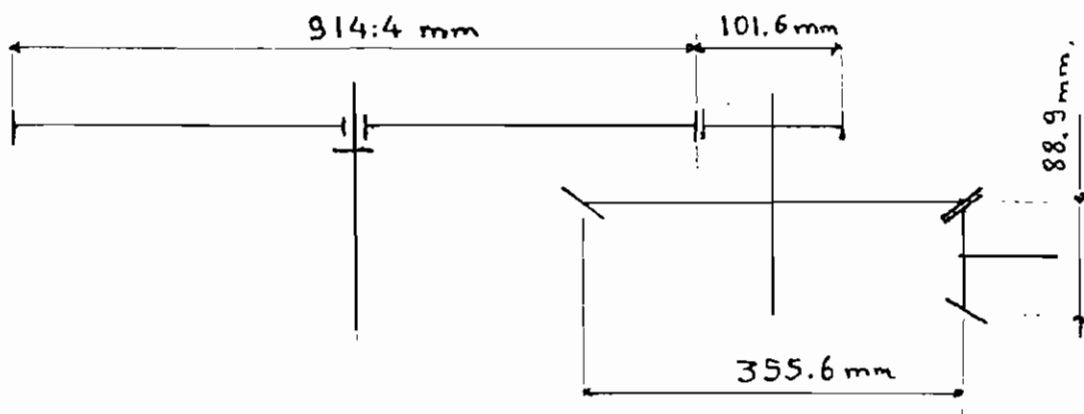


Fig. IV-2-1-3

L'encombrement minimum est de :

$$E_m = 914.4 + \frac{101.6}{2} + \frac{355.6}{2} = 1148 \text{ mm.}$$

IV-2-2: ETUDE DES FORCES :

Pour déterminer les différentes forces qui agissent sur les différents éléments du mécanisme, il est nécessaire de voir en détail quelles sont les forces engendrées sur les engrenages et les éléments qui sont en contact directe avec eux.

IV-2-2-1 : Engrenage Droit :

R_1 et P_1

- a - : Effort sur les dentures :

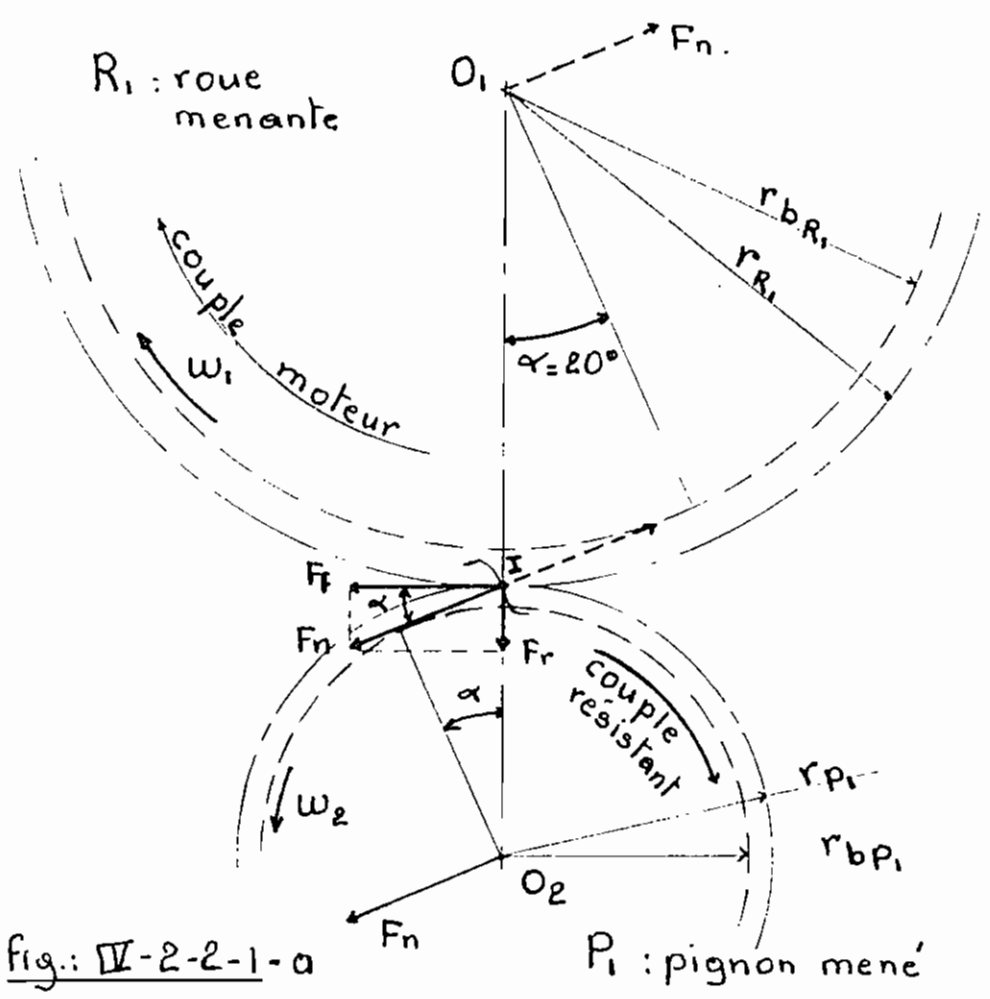


fig.: IV-2-2-1-a

P_1 : pignon mené

Sur la figure IV-2-2-1 nous avons.

α = angle de pression = 20°

r_{R_1} = rayon primitif de R_1 = 457.2 mm

r_{bR_1} = rayon de base de R_1 = 429.625 mm

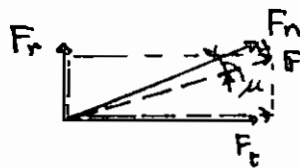
r_{P_1} = rayon primitif de P_1 = 50.8 mm

r_{bP_1} = rayon de base de P_1 = 47.75 mm.

La roue motrice de vitesse angulaire ω_1 qui est égale à .3142 rad./s ou 3 RPM transmet une puissance $P = 1.5$ HP qui correspond à un couple moteur C_1 tel que $P = C_1 \cdot \omega_1$.

La denture de la roue exerce sur celle du pignon une force F_n qui est supposée être appliquée au milieu de la largeur de la denture et dirigée suivant la ligne d'action.

Pour cette étude nous ferons abstraction au frottement car son effet sur les résultats n'est pas important. En effet le frottement modifie légèrement la force F_n tel que suit:



Il diminue la composante radiale F_r et aug-

mente la composante tangentielle en faisant intervenir un angle μ tel que $\mu = \tan^{-1}(f)$; f étant le coefficient de frottement et que $\cos \mu = F_n / F$.

L'angle μ étant généralement très petit, nous avons le rapport F_n sur F sensiblement égal à l'unité; ceci montre que l'influence du frottement est négligeable.

Autre part nous signalons que les calculs des forces s'effectuent au moment où le point de contact I se trouve sur la ligne des centres $O_1 O_2$. La force normale F_n est décomposée alors suivant la tangente commune aux deux cercles primitifs: F_t = force tangentielle, et suivant la direction $O_1 O_2$: F_r = force radiale.

Nous savons déjà que $P = 1.5 \text{ HP} = 1108.5 \text{ W}$ et que $C_1 = 3528 \text{ m.N}$ car le couple moteur est égal au couple développé par les animaux.

Les lois de la dynamique disent que

$$C_1 = F_n \times r_{bR_1}$$

$$\text{d'où } F_n = \frac{C_1}{r_{bR_1}} = \frac{3528 \text{ m.N}}{.429625 \text{ m}} = 8212 \text{ N.}$$

Donc nous obtenons :

$$F_{rD} = F_{nD} \cos \alpha = 8212 \cos 20^\circ$$

$$= 7717 \text{ N}$$

$$\text{et } F_{tD} = F_{nD} \sin \alpha = 8212 \sin 20^\circ$$

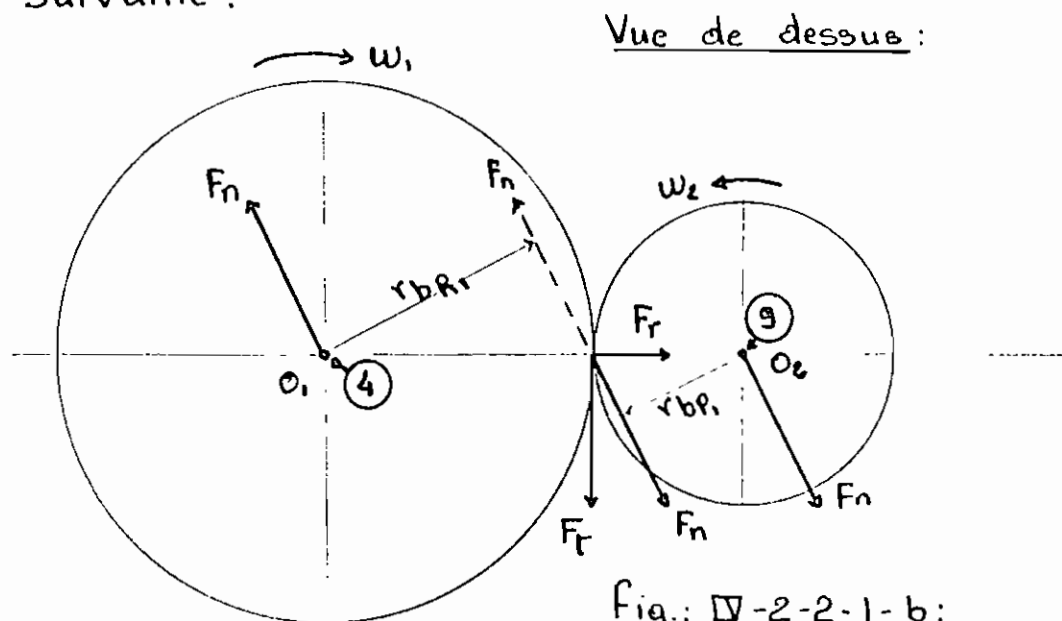
$$= 2809 \text{ N}$$

(L'indice D montre que ce sont les forces engendrées par l'engrenage droit.)

La réaction de la denture du pignon est égale et directement opposée à F_{nD} et, de même, ses composantes radiale et tangentielle sont égales et opposées à F_{rD} et F_{tD} .

- b - Effort sur l'arbre-support (4) :

La force F_n entre les dentures de l'engrenage se transmet sur les arbres (4) et (9) de la façon suivante :



De la figure IV-2-2-1-b nous constatons :

+ sur l'arbre ④ :

- un vecteur équipollent à F_n appliqué en O_1
- et un vecteur moment de torsion M_1 tel que

$$M_1 = F_n r_{bR_1}$$

+ sur l'arbre ⑤ :

- un vecteur équipollent à F_n appliqué en O_2
- et un vecteur moment de torsion M_2 tel que

$$M_2 = F_n r_{bP_1}$$

Et, généralement nous avons au rendement près : $M_1/M_2 = r_{bR_1}/r_{bP_1}$.

Mais sur les arbres de notre mécanisme, nous n'avons que l'effet de F_n qui se traduit par une force radiale; les moments M_1 et M_2 sont absorbés par la présence des éléments tournants tels que les roulements.

Si nous nous plaçons maintenant dans le plan formé par l'axe de l'arbre ④ et le vecteur F_n en O_1 , nous constatons alors une force résultante R telle que $\vec{R} = \vec{F}_n + \vec{W}_1$, où W_1 est le poids total des éléments supportés (roue, barres et accessoires ... etc..).



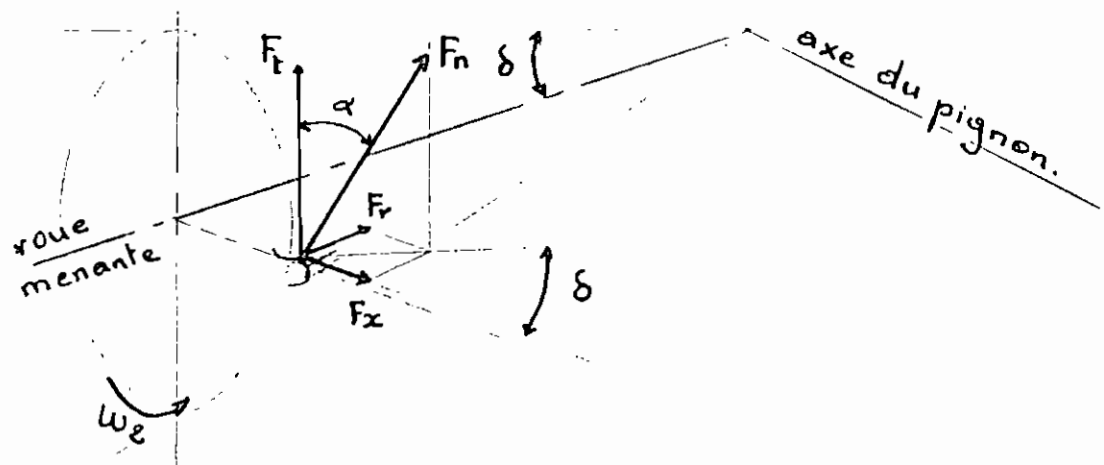
Pour les besoins des calculs, nous fixons le poids total de la roue et des barres à 100 Kgf soit : $W_1 = 981 \text{ N}$. Ces valeurs vont servir au choix des roulements de (4)

Pour l'arbre 9 les forces totales seront déterminées après l'étude de l'engrenage conique.

IV-2-2-2: Engrenage Conique :

R_2 et P_2

- a - Effort sur les dentures :



La roue R_2 tourne à 27 RPM soit 2.83 rad/s ($\omega_2 = 2.83 \text{ rad/s}$) et transmet au rendement près, une puissance $P = 1.5 \text{ HP} = 1108.5 \text{ W}$.

Les lois de la dynamique donnent :

+ $F_{t_c} = P/v =$ effort tangentiel
où v est la vitesse tangentielle $= r_{R_2} \times \omega_2$.

Avec $r_{R_2} = \frac{355.6}{2}$ et $\omega_2 = 2.83$ rad/s,
nous obtenons: $v = \frac{355.6}{2} \times 2.83 = 503$ m/s;
donc l'effort tangentiel F_t est:

$$F_{t_c} = \frac{1108.5}{0.503} = \underline{2204 \text{ N.}}$$

+ $F_{n_c} = F_t / \cos \alpha =$ effort normal aux dents

$$F_{n_c} = \frac{2204}{\cos 20^\circ} = \underline{2345.5 \text{ N}}$$

+ $F_{r_p} = F_t \tan \alpha \sin \delta =$ effort radial
sur le pignon

$$= 2204 \tan 20^\circ \sin 75.96$$

$$= \underline{778.2 \text{ N}}$$

+ $F_{x_p} = F_t \tan \alpha \cos \delta =$ effort axial
sur le pignon

$$= 2204 \tan 20^\circ \cos 75.96$$

$$= \underline{194.6 \text{ N}}$$

Les composantes de la réaction de la denture
du pignon sur celle de la roue sont:

- effort tangentiel égal et opposé à F_t
- effort axial sur la roue égal et opposé à $F_{r_p} = F_{x_R}$
- effort radial sur la roue égal et opposé à $F_{x_p} = F_{r_R}$.

- b - : Effort sur l'arbre ⑨ et ses paliers :

L'arbre ⑨ subit des charges radiales et axiales engendrées par les deux engrenages droit et conique. Les paliers supports sont soumis aux efforts transmis par l'arbre ⑨ et à la charge statique due au poids des éléments.

- b1 - : Charges sur l'arbre :

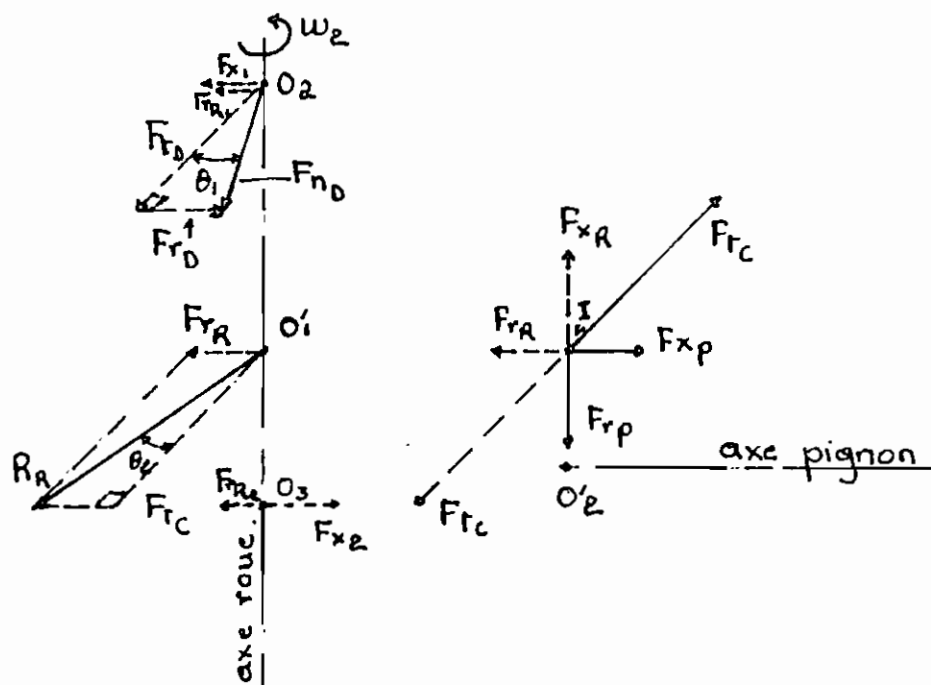


Fig.: IV-2-2-2-b1 :

F_{nD} est la résultante radiale créée par l'engrenage droit, tandis que R_R est celle créée par l'engrenage conique.

De l'engrenage conique seuls les efforts radial sur la roue et tangentiel sont transmis de manière directe sur

l'arbre ⑨; l'effort axial F_{xR} agissant sous forme de moment, se décompose de façon proportionnelle en deux forces: F_{x1} appliquée en O_2 et F_{x2} appliquée en O_3 . Leurs valeurs sont relatives aux distances $O'I_2$, $O'I_3$ et $O'I$.

Sur la figure IV-2-2-2-bi- nous constatons que les forces F_{x1} et F_{x2} n'agissent pas seules en O_2 et O_3 .

- En O_2 la force F_{x1} est appuyée par la composante F_{rR1} de F_{rR} ; mais elle est contrée par F_{rD} de l'engrenage droit.

- En O_3 la force F_{x2} est contrée par F_{rR2} .

Après observation du graphique, nous voyons que la force maximale sur l'arbre ⑨ est obtenue en négligeant les réactions secondaires créée par décomposition en O_2 et O_3 et en considérant seulement les efforts F_{nD} et R_R .

Nous avons: $F_{nD} = 8212 \text{ N}$ et

$$\vec{R}_R = \vec{F}_{rC} + \vec{F}_{rR}$$

$$\begin{aligned} \text{d'où } R_R &= \sqrt{F_{rC}^2 + F_{rR}^2} = \sqrt{2204^2 + 194.6^2} \\ &= 2212.58 \text{ N} \end{aligned}$$

De la construction graphique nous voyons que la résultante R_R et la force normale F_{nD} ont

une même orientation, mais leurs directions sont légèrement espacées d'un angle $(\theta_1 + \theta_2)$ si on considère une projection des forces suivant l'axe de l'arbre ⑨. Donc à partir de la ligne tangentielle (direction suivie par les efforts tangentiels F_{rD} et F_{rC}), nous avons les déviations θ_1 et θ_2 telles que :

$$+ \tan \theta_1 = \frac{F_{rD}}{F_{tD}} = \frac{2809}{7717} = 0,364$$

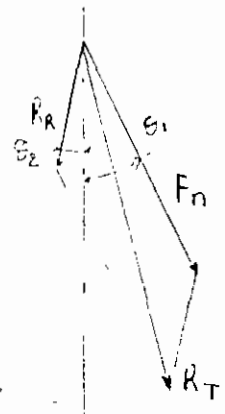
$$\text{d'où } \theta_1 = 20^\circ$$

$$+ \tan \theta_2 = \frac{F_{rR}}{F_{tC}} = \frac{194,6}{2204} = 0,088$$

$$\text{d'où } \theta_2 = 5,05^\circ$$

Afin d'observer une marge de sécurité sur les charges, nous considérons que l'effort radial total maximum est obtenu en faisant la résultante directe de F_{rD} et R_R ; c'est à dire en considérant que O_2 et O_1 sont confondus. Cette résultante est appelée R_T et est donnée par :

$$\begin{aligned} R_T &= \sqrt{R_R^2 + F_{rD}^2 + 2R_R F_{rD} \cos(\theta_1 + \theta_2)} \\ &= \sqrt{2212,6^2 + 8212^2 + 2(2212,6 \cdot 8212 \cos(25,05^\circ))} \\ &= 10259,3 \text{ N} \end{aligned}$$



- b₂ - : Charges sur les paliers de l'arbre ⑨ :

La roue R₂ et le pignon P₁ sont supportés par l'intermédiaire de l'arbre ⑨ par deux paliers :

- un palier inférieur doté d'un roulement que nous allons supposer porter toutes les charges pour faire le choix .

- un palier supérieur qui doit servir uniquement de guidage en rotation et de centrage de l'arbre ⑨ .

Pour le design ultérieur de ces éléments, la charge radiale de calcul va être considérée comme étant égale à R_T précédemment calculée .

La charge axiale représente l'effet du poids total de la roue R₂, du pignon P₂ et de l'arbre ⑨ . Ce poids est estimé à partir du poids volumique de la fonte et du volume approximé par excès de la roue et du pignon .

+ Le pignon P₂ : $V_{P_2} = \frac{\pi D_p^2}{4} \times E_p$

avec V_{P_2} = volume

E_p = épaisseur et D_p = diamètre .

nous avons : $D_{P_2} = 4'' = 101.6 \text{ mm}$

et $E_p = 3.375'' = 85.725 \text{ mm}$

d'où $V_{P_2} = \frac{\pi \times (101.6)^2}{4} \times 85.725 = 694999.98 \text{ mm}^3$

+ La roue R₂ : nous avons :

$$D_{R_2} = 14'' = 355.6 \text{ mm}$$

$$E_R = 2.625'' = 66.675 \text{ mm}$$

$$\text{d'où } V_{R_2} = \frac{\pi \times (355.6)^2}{4} \times 66.675$$

$$V_{R_2} = 6621805.348 \text{ mm}^3$$

Donc $V_T = V_{R_2} + V_{P_2} = \text{volume total.}$

$$V_T = 7316805.35 \text{ mm}^3 = 7.32 \text{ dm}^3$$

Nous avons considéré le volume des disques pleins englobant les roues pour obtenir un poids en excès afin de compenser le poids de l'arbre dont les dimensions seront fixées par les exigences d'assemblage.

Si nous prenons la fonte comme matériau principal avec une densité de 7.8 Kg par dm³, le poids approximatif de l'ensemble devient W₂ tel que

$$W_2 = V_T \times \rho = 7.32 \times 7.8$$

$$= 57.1 \text{ Kg} = 559.7 \text{ N.}$$

Nous retenons enfin que l'arbre ⑨ transmet

- une charge radiale = R_T = 10260 N

- une charge axiale = W₂ = 560 N.

CHAPITRE V

LES

ROULEMENTS :

V-1 : LES ROULEMENTS DE LA ROUE D'ENTREE R₁ :

V-1-1 : CHOIX DU TYPE :

Les roulements étant soumis à la fois à des charges radiales élevées et des charges axiales nous choisissons alors une paire de roulements à rouleaux coniques qui supportent bien les grandes charges radiales et axiales et permettent le rattrapage automatique de jeu.

V-1-2 : CALCUL DES CHARGES :

Les calculs déjà effectués nous donnent :

- Charge axiale : c'est la charge statique due au poids total estimé de la roue R₁, des barres d'entraînement et des accessoires de fixation. Cette charge est égale à $W_1 = 981 \text{ N}$

- Charge radiale : c'est la charge dynamique

créée par la puissance transmise par l'intermédiaire des dentures de l'engrenage droit. Elle est égale à $F_{nD} = 8212 \text{ N}$.

Maintenant, dépendant du type de transmission, les charges calculées sont majorées par des coefficients empiriques relatif au fonctionnement de la machine. Pour ces charges, deux coefficients interviennent:

+ f_1 ou f_k : coefficient tenant compte des efforts supplémentaires qui se produisent dans l'engrenage même. Ce coefficient varie de 1.1 à 1.3 pour les engrenage ordinaires. Pour le mécanisme, nous prenons $f_1 = 1.3$ qui maximise la sécurité'.

+ f_2 ou f_d : coefficient tenant compte des efforts supplémentaires dus au fonctionnement des machines accouplées. Les machines à accoupler au système sont diverses; mais elles peuvent être classées dans la catégorie de celles qui exposent les roulements à des chocs caractérisés. f_2 variant de 1,5 à 3, nous avons pris alors $f_2 = 2$.

Donc pour les roulements, les charges de choix sont obtenues en multipliant les valeurs

calculées par les coefficients susmentionnés .

- La charge radiale à considérer devient :

$$\begin{aligned} C_R &= F_{ND} \times f_1 \times f_2 \\ &= 8212 \times 1.3 \times 2 = 21351.2 \text{ N} \\ &= 2135 \text{ daN.} \end{aligned}$$

- Et la charge axiale

$$\begin{aligned} C_A &= W_1 \times f_1 \times f_2 \\ &= 981 \times 1.3 \times 2 = 2551 \text{ N} \\ &= 255 \text{ daN.} \end{aligned}$$

Pour l'arbre 4, les charges sont en effet supportées par la paire de roulements; mais pour le choix nous allons considérer qu'un seul roulement supporte toutes les charges. Ceci nous amène à introduire implicitement un autre facteur de sécurité car en réalité le roulement supérieur ne supporte pas toute la charge, mais seulement un fort pourcentage de celle-ci.

V-1-3 : DETERMINATION DE LA CHARGE EQUIVALENTE :

La charge équivalente C_E est donnée par une formule empirique fournie par les fournisseurs de catalogue et dépend du type de

roulement. On donne : $C_E = X C_R + Y C_A$
 où X et Y sont des coefficients qui dépendent du
 type de roulement et de la valeur du rapport $\frac{C_A}{C_R}$.

$$\text{Avec } C_A = 255 \text{ daN}$$

$$C_R = 2135 \text{ daN}$$

$$\text{on obtient : } C_A/C_R = 0,12$$

Sur le tableau SKF de la page 81 du catalogue de roulement, nous tirons les valeurs des coefficients X et Y à partir d'une certaine considération relative à une valeur "e" qui est une caractéristique propre aux roulements. "e" est le rapport de C_A sur C_0 et C_0 est la charge de base statique pouvant produire une déformation permanente sur les rouleaux de roulements si le système est au repos.

De ce fait pour $C_A/C_R = 0,12$, donc pour C_A/C_R inférieur à toutes les valeurs de "e" données, nous obtenons : $X = 1$ et $Y = 0$;

$$\begin{aligned} \text{d'où } C_E &= X C_R + Y C_A \\ &= (1 \times 2135) + (0 \times 255) \\ &= 2135 \text{ daN} \end{aligned}$$

V-1-4 : DUREE DE FONCTIONNEMENT :

En ce qui concerne la durée de vie des roulements, nous nous sommes basés sur le tableau S.K.F. donnant une estimation des durées selon le fonctionnement de la machine, pour fixer une durée de vie approximative de nos roulements. (Le tableau est celui de la page 67 du catalogue.) Pour la catégorie des machines prévues pour un service de 8 heures par jour et à marche intermittente, le dit tableau donne une durée comprise entre 12000 et 20000 heures de fonctionnement. Nous prenons alors pour les calculs du mécanisme, une durée moyenne de 16000 heures. A ce point nous pensons qu'il est maintenant nécessaire de donner la relation entre la durée d'un roulement et la charge.

L'équation $L = \left(\frac{C}{C_E}\right)^p$ ou $\frac{C}{C_E} = L^{1/p}$ est la formule de durée dans laquelle :

- + L = durée nominale exprimée en millions de tours.
- + C = charge de base dynamique du roulement (daN)
- + C_E = charge équivalente sur le roulement (daN)

- + C/C_E = rapport de charge
- + p = exposant, fonction du contact entre piste et éléments roulants (rouleaux).
 - = 3 pour les roulements à billes
 - = $10/3$ pour les roulements à rouleaux.

V-1-5 : LE RAPPORT

DE CHARGE :

Après avoir choisi la durée de fonctionnement, la formule de durée citée au paragraphe précédent permet de déterminer la valeur minimale du rapport C/C_E appelé rapport de charge.

Nous avons pris la durée L_h en heures de fonctionnement; pour l'avoir en millions de tours, il suffit de prendre :

$$L = \frac{60 n L_h}{1000000}$$

où $L_h = 16000$ heures

$n = 3$ RPM ou 3 tours par minute.

$$\text{Donc } L = \frac{60 \cdot 3 \cdot 16000}{1000000} = 2.88 \text{ } \overline{\text{MT}} \quad \begin{matrix} \text{(millions de} \\ \text{tours)} \end{matrix}$$

Dans le catalogue S.K.F. utilisé, le tableau de la page 83 donne :

$$\text{+ pour } L = 2 \overline{\text{MT}} \longrightarrow \frac{C}{C_E} = 1.24$$

$$+ \text{ pour } L = 3 \bar{M}T \longrightarrow \frac{C}{C_E} = 1.39$$

Nous obtenons alors par interpolation, pour $L = 2.88 \bar{M}T$, un rapport de charge

$$\frac{C}{C_E} = 1.372.$$

V-1-6 : LA CHARGE DE BASE :

Connaissant la charge équivalente C_E et le rapport de charge minimum, il est maintenant possible de déterminer la valeur minimale de la charge de base dynamique que doit posséder le roulement destiné à l'application.

$$C_{\min} = \frac{C}{C_E} \times C_E$$

$$\text{Avec } \frac{C}{C_E} = 1.372 \quad \text{et } C_E = 2135 \text{ daN}$$

$$\begin{aligned} \text{on obtient: } C_{\min} &= 1.372 \times 2135 \\ &= 2929 \text{ daN.} \end{aligned}$$

V-1-7 : DETERMINATION DU ROULEMENT APPROPRIE :

A partir de la charge de base dynamique déterminée, il suffit maintenant de chercher dans les tableaux du catalogue, le roulement du type indiqué en V-1-1 ayant des dimensions d'en-

combrement convenable et une charge de base dynamique au moins égale à C_{min} calculée.

Les roulements devant être montés entre l'arbre ④ et la roue R_1 , il est important de considérer la présentation dimensionnelle de ces éléments. La roue R_1 étant choisie dans un catalogue, se présente avec des dimensions explicatives; elle a :

un moyeu de diamètre extérieur de 139.7 mm
de diamètre intérieur de 41.275 mm
et de hauteur de 114.3 mm.

Donc pour les dimensions de roulements à choisir, nous devons tenir compte de celles du moyeu, et envisager une éventuelle usinage de ce moyeu pour le logement des roulements, sans pour autant affaiblir la résistance aux efforts mécaniques. Se basant sur le catalogue, nous pouvons dire que la roue YK180B (R_1) aurait pu être supportée par un arbre ayant comme diamètre externe, le diamètre interne du moyeu fourni et ceci, dans les limites de la résistance à la flexion de l'arbre. De là, nous devons alors prendre un roulement de diamètre interne au moins supérieur à celui du moyeu.

Partant de ces considérations, nous trouvons, dans le catalogue S.K.F., que le roulement catalogue au n° 30210 présente :

- + un diamètre interne $d = 50 \text{ mm}$
- + une charge de base $C = 6400 \text{ daN}$
 $> 2929 \text{ daN}$
- + et une charge de base statique $C_0 = 5200 \text{ daN}$
- + enfin, un diamètre externe $D = 90 \text{ mm}$.

Voyant que ces caractéristiques répondent à nos critères de choix, nous retenons donc le 30210.

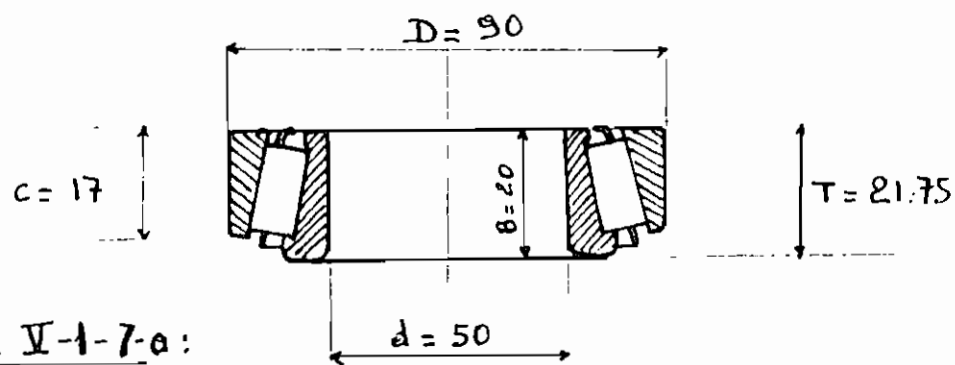


Fig. V-1-7-a:

Nous soulignons que les deux roulements de la roue R_1 sont choisis identiques et un montage en "O" est effectué de sorte que la totalité de la charge axiale soit supportée par le roulement inférieur et que la plus grande partie de la charge radiale soit supportée par le roulement supérieur.

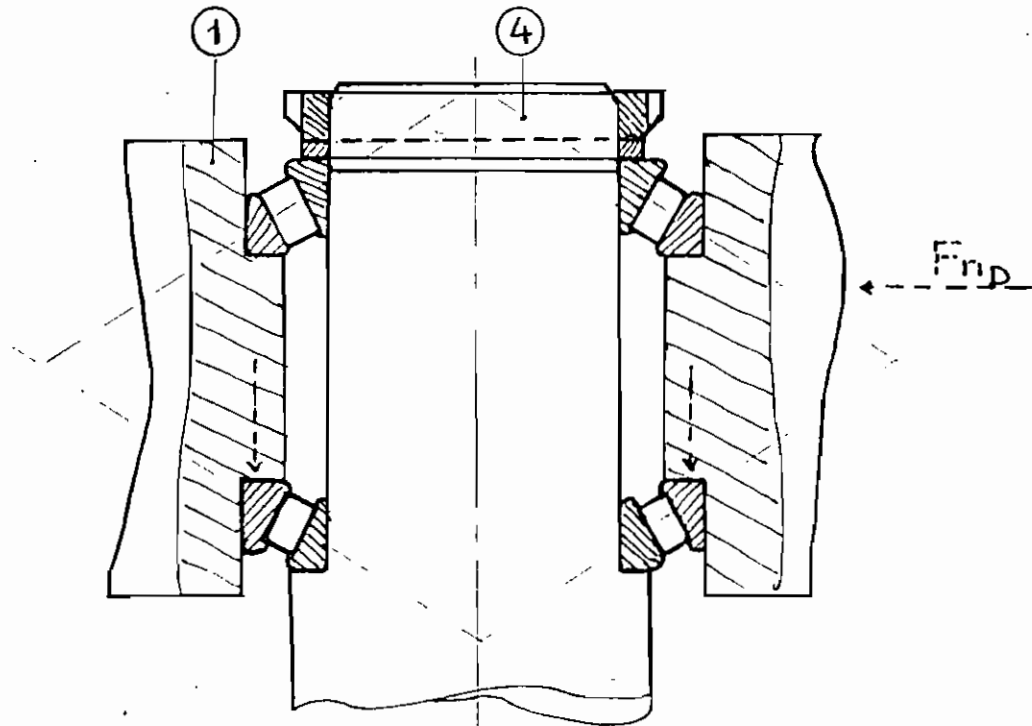


Fig: V-1-7: b montage en "O" opposition.

La figure ci-dessus montre le type de montage et matérialise la transmission des efforts. Le losange en pointillé représente les directions de transmission possibles des efforts au niveau des roulements. Les flèches sur les roulements inférieurs matérialisent le poids total de la roue et des accessoires d'entraînement. En conformité avec les directions de transmission du losange nous avons essayé de montrer que ce poids total, étant un effet de pesanteur, ne peut pas passer par les directions supérieures du losange qui matérialisent les sens des efforts.

V-2 : LES ROULEMENTS DE L'ARBRE ⑨ :

V-2-1 : CHOIX DU TYPE :

Pour cet arbre nous allons de nouveau choisir un roulement à rouleaux coniques qui doit être capable de supporter une forte charge radiale et une charge axiale. Ce roulement est à choisir avec une grande portée matérialisé par la cote T et, le palier supérieur doit absorber une partie des efforts.

V-2-2 : CALCUL DES CHARGES :

Comme nous l'avons déjà souligné à la page 30 les charges de référence sont:

$$+R_T = 10260 \text{ N} \\ = 1026 \text{ daN} = \text{charge radiale.}$$

$$+W_2 = 560 \text{ N} \\ = 56 \text{ daN} = \text{charge axiale.}$$

Etant donné que nous avons choisi les mêmes types de roulement, et que les critères relatifs au fonctionnement demeurent identiques, nous devons alors maintenir les mêmes coefficients précédemment déterminés en V-1-2. Donc nous avons :

dans les machines prévues pour un service de 8 heures par jour et à marche intermittente.

Donc la durée exprimée en millions de tours devient: $L = \frac{60 n L_h}{1\,000\,000}$ où $n = 27$ R.P.M.

$$L = \frac{60 \times 27 \times 16000}{1\,000\,000} = 25.92 \bar{M}T$$

V-2-5: LE RAPPORT

DE CHARGE :

Dans le tableau S.K.F. de la page 83 du catalogue utilisé, nous avons:

$$+ \text{ pour } L = 25 \bar{M}T \longrightarrow \frac{C}{C_E} = 2.63$$

$$+ \text{ pour } L = 30 \bar{M}T \longrightarrow \frac{C}{C_E} = 2.77$$

Et par interpolation nous obtenons pour $L = 25.92$ un rapport de charge.

$$\frac{C}{C_E} = 2.67$$

V-2-6: LA CHARGE DE BASE :

La charge de base dynamique minimale est donnée par l'expression $C_{\min} = \frac{C}{C_E} \times C_E$.

Donc avec $C_E = 2668$ daN et $\frac{C}{C_E} = 2.67$

on obtient: $C_{\min} = 2.67 \times 2668 = 7124$ daN.

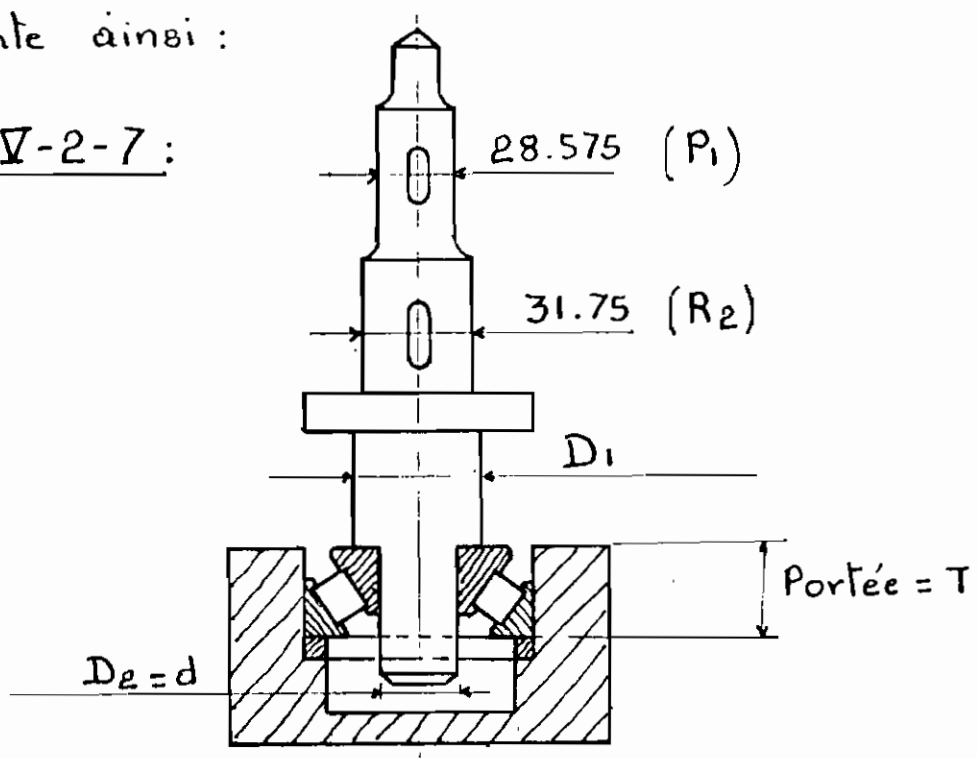
V-2-7: DETERMINATION DU ROULEMENT APPROPRIE :

Comme il est précédemment effectuée, pour les dimensions de ce roulement, il faut également tenir compte de l'encombrement des autres éléments et des fonctions du dit roulement.

Etant donné que nous plaçons un seul roulement dans le palier inférieur de l'arbre (9), nous devons prendre un roulement présentant une bonne surface de prise, c'est à dire une portée considérable.

Du point de vu dimensionnel, l'arbre (9) se présente ainsi :

Fig. V-2-7 :



Les dimensions D_1 et D_2 sont fixées relativement au roulement choisi; et celles dans le sens de la longueur sont relatives à l'encombrement global du mécanisme.

Donc en tenant compte de toutes les considérations dimensionnelles et fonctionnelles, nous obtenons par le catalogue S.K.F. le roulement à rouleaux coniques N° 32307 présentant les caractéristiques suivantes :

+ Charge de base $C = 8150 \text{ daN} > C_{\min}$

$> 7124 \text{ daN}$

+ Charge de base statique $C_0 = 6550 \text{ daN}$ qui est nettement supérieure au poids mort W_2 .

$$d = 35 \text{ mm}$$

$$D = 80 \text{ mm}$$

$$B = 31 \text{ mm}$$

$$C = 25 \text{ mm}$$

$$T = 32.75 \text{ mm}$$

+ et son rapport $e = 0.31$ est supérieur $\frac{C_A}{C_R}$

$$e = 0.31 > \frac{C_A}{C_R} = 0.055.$$

Pour les dimensions il faut se référer à la fig. V-1-7a.

CHAPITRE VI

LES ARBRES :

VI-1 : CHOIX DU MATERIAU :

Les arbres

- ④ : arbre principal supportant la roue R_1 ,
 - ⑨ : arbre intermédiaire supportant P_1 et R_2 ,
 - ⑭ : arbre de sortie supportant le pignon P_2 ,
- sont choisis en aciers au chrome présentant une teneur moyenne en chrome. La figure 13-6 de la page 289 du livre de dessin industriel JENSEN, nous renseigne sur les propriétés et les utilisations de certains aciers. Elle nous dit que l'acier au chrome présente une bonne dureté, une grande résistance et une bonne endurance; et il est utilisé dans la construction des roues dentées, des roulements, des ressorts, des bielles et des arbres. Et sur le tableau IX de la page 48 du livre DUNOD, nous avons choisi l'acier au chrome 45C4h qui a subi un traitement thermique : chauffage à 840°C et revenu à 550°C . Cet acier présente une contrainte admis-

$$f_1 = 1.3 \quad \text{et} \quad f_2 = 2 .$$

- La charge radiale à considérer devient:

$$\begin{aligned} C_R &= R_T \times f_1 \times f_2 \\ &= 1026 \times 1.3 \times 2 \simeq 2668 \text{ daN} \end{aligned}$$

- ET la charge axiale

$$C_A = W_2 \times 1.3 \times 2 \simeq 146 \text{ daN}$$

V-2-3 : DETERMINATION DE LA CHARGE EQUIVALENTE :

La charge équivalente C_E est toujours donnée par la même formule empirique.

$$C_E = X C_R + Y C_A$$

$$\text{Avec } \frac{C_A}{C_R} = \frac{146}{2668} = 0.055, \text{ le tableau}$$

S.K.F de la page 81 donne : $X = 1$ et $Y = 0$.

$$\begin{aligned} \text{Donc } C_E &= (1 \times 2668) + (0 \times 146) \\ &= 2668 \text{ daN} . \end{aligned}$$

V-2-4 : DUREE DE FONCTIONNEMENT :

Pour ce roulement nous prenons également une durée de fonctionnement de 16000 heures; c'est à dire $L_h = 16000 \text{ h}$ qui correspond à une durée moyenne pour les roulements employés.

sible R variant de 105 à 135 daN/mm², une dureté Brinell H_B supérieure à 480 et une limite élastique e égale à 90.

VI - 2 : DETERMINATION DES FORMES :

Les formes et les dimensions définitives des arbres doivent être déterminées en tenant compte des caractéristiques fonctionnelles du système. Sur la fixation des dimensions, les cotes relatives à celle imposées par les éléments de catalogue (roues et pignons), doivent servir de base de départ.

Dans la conception du dessin, nous ferons ressortir tous les détails de forme et de dimension. Nous devons cependant déterminer la section critique de chaque arbre en approximant certaines dimensions.

A : L'arbre ④ :

L'arbre ④ est fixe relativement aux éléments tournants. Il est soumis à un effort de compression créé par le poids $W_1 = 981$ N et à un effort de flexion créé par la charge radiale $F_{nD} = 8212$ N. Nous savons que la relation

générale de la résistance des matériaux est donnée

$$\text{par } S = \frac{P}{R}$$

où S - section de la pièce en mm^2

P - charge en kgf ou daN

R - contrainte admissible en $(\text{kgf}$ ou $\text{daN})/\text{mm}^2$

et ceci est valable pour la traction, la compression et le cisaillement;

$$\text{ou pour la flexion, par } R = \frac{M_f}{I_{\alpha/r}}$$

où M_f - moment de flexion

I_{α} - moment d'inertie

r - rayon de la section.

⊕ La section critique de compression:

$$S_c = \frac{W_1}{R_{\min}} = \frac{98.1}{105} = 0.934 \text{ mm}^2$$

⊕ La section critique de flexion:

Pour une section circulaire le module d'inertie $I_{\alpha/r}$ est sensiblement égale à $(0.1 \times D^3)$

$$\text{et } S = \pi D^2 / 4.$$

Pour l'arbre ④ si nous supposons que la flexion est maximale à une distance de 1m (approximation par excès), nous obtenons:

$$M_f = F_{nD} \times 1 = 8212 \times 1 = 8212 \text{ mN} = 821.2 \text{ mdaN}$$

$$\text{donc } \frac{I_x}{r} = \frac{M_f}{R} \Leftrightarrow 0.1 D^3 = \frac{M_f}{R}$$

$$\text{d'où } D^3 = \frac{821.2}{0.1 \times 105} = 78.21 \text{ mm}^3$$

$$\Rightarrow D = 4.276 \text{ mm}$$

$$\text{et } S_{c_2} = \frac{\pi D^2}{4} = 14.36 \text{ mm}^2$$

En se basant sur S_{c_1} et S_{c_2} nous disons que l'arbre 4 doit présenter une section minimale $S_{4 \text{ mini}}$ de 14.36 mm^2 .

Pour une sécurité de résistance et de fonctionnement nous considérons la section au niveau de la roue R_1 comme étant la minimale. Elle est égale à : $S = \frac{\pi \times 50^2}{4} = 1963 \text{ mm}^2 \gg S_{c_1}$.

B - L'arbre ⑨ :

Cet arbre est également soumis à une compression due à W_2 et à une flexion due à la force $R_T = 1026 \text{ daN}$ que nous avons considéré comme étant la résultante radiale créée par les deux engrenages.

⊕ La section critique de compression :

$$S'_{c_1} = \frac{W_2}{R_{\text{min}}} = \frac{56}{105} = 0.53 \text{ mm}^2$$

⊕ La section critique de flexion :

Pour cet arbre nous supposons aussi que la distance maximale de flexion est à 0.75 m; de ce fait nous obtenons:

$$M_f = R_T \times 0.75 = 1026 \times 0.75 \\ = 769.5 \text{ m.daN}$$

$$\text{donc } D^3 = \frac{M_f}{0.1R} = \frac{769.5}{0.1 \times 105} = 73.28 \text{ mm}^3$$

$$\Rightarrow D = 4.185 \text{ mm}$$

$$\text{d'où } S'_{c_2} = \frac{\pi D^2}{4} = 13.75 \text{ mm}^2$$

La section au niveau du pignon de sortie P₁ est égale à : $S = \frac{\pi \times (28.575)^2}{4} = 641.3 \text{ mm}^2$
 $\gg S'_{c_2} \gg S'_{c_1}$

C - L'arbre ⑭ :

Il est remarqué en A et B que seule la section critique en flexion est prise en considération car étant la plus grande; alors pour l'arbre ⑭ nous allons nous limiter au calcul de cette section.

⊕ La section critique en flexion :

La charge en flexion sur cet arbre est égale à la somme de l'effort radial sur le pignon F_{rp} .

et du poids approximatif du pignon W_3 . Si nous supposons que $W_3 = 100 \text{ N}$, nous obtenons alors avec $F_{rp} = 778 \text{ N}$, un effort total de :

$$W_3 + F_{rp} = 100 + 778 = 878 \text{ N}$$

De plus si nous considérons une distance maximale de flexion de 200 mm ou $0,2 \text{ m}$, le moment de flexion M_f devient :

$$M_f = 87,8 \times 0,2 = 17,56 \text{ m} \cdot \text{daN}$$

$$\text{donc } D^3 = \frac{M_f}{0,1 R_{\min}} = \frac{17,56}{0,1 \times 105} = 1,67 \text{ mm}^3$$

$$\Rightarrow D = 1,187 \text{ mm}$$

$$\text{d'où } S_c'' = \frac{\pi \times (1,187)^2}{4} = 1,11 \text{ mm}^2$$

Là également, nous allons considérer la section au niveau du pignon P_2 comme étant la section minimale : $S = 641,3 \text{ mm}^2 \gg S_c''$.

Nous signalons avant de passer que les sections critiques déterminées ci-dessus sont nettement inférieures aux sections minimales que nous nous sommes fixées pour l'assemblage, d'où un grand coefficient de sécurité.

Nous signalons également que la roue R_2 , les pignons P_1 et P_2 sont liés en rotation avec

leur arbre par des clavettes que nous avons choisies comme étant des parallèles usuelles en acier présentant une résistance à la traction supérieure ou égale à 600 N/mm^2 .

Ces clavettes sont choisies dans la planche NF E 22-175 / E 27-656 fournie en annexe N° 3

Nous ne saurions terminer ce chapitre des arbres sans souligner l'emploi d'un joint universel ou joint de cardan simple à l'extrémité externe de l'arbre de sortie (14). Ce joint permet l'accouplement rapide du mécanisme à toute autre machine complémentaire.

CHAPITRE VII : LES ELEMENTS DE STRUCTURE :

VII-1: INTRODUCTION :

Par éléments de structure, nous entendons surtout les éléments qui constituent l'ossature de stabilité du mécanisme. Dans ce chapitre nous allons procéder à la conception de chaque élément. Pour cette conception nous avons principalement à déterminer le rôle de l'élément, le matériau employé, les efforts mécaniques à effet direct, la forme et les accessoires secondaires relatifs au fonctionnement de l'élément.

VII-2: DESIGN DE LA BARRE TRANSVERSALE DE CENTRAGE - GUIDAGE :

VII-2-1: CHOIX DU MATERIAU :

Animés d'un souci d'économie, nous avons songé à une utilisation rationnelle des ma-

tériaux. De ce fait nous nous sommes fixés à employer du bois de chêne pour la construction de cette barre transversale.

VII-2-2: LE ROLE:

Elle a pour fonction de servir de guidage en rotation et de centrage ou plus exactement d'équilibrage de l'arbre ⑨. Et qui dit équilibrage, dit également placement d'une réaction devant contrer une force agissante. En conformité avec la théorie de la stabilité des structures, cette force ne devrait en aucune manière engendrer des charges supérieures aux contraintes admissibles du matériau de construction.

VII-2-3: ETUDE DE LA FORCE ET DIMENSIONNEMENT DE LA BARRE:

Si nous nous référons à la figure IV-2-2-2-b₁ de la page 36, nous voyons qu'au sommet de l'arbre ⑨, en O_2 , c'est à dire au point de contact entre la barre transversale et l'arbre, plusieurs forces (F_{ND} , F_{R1} et F_{X1}) agissent dans un même plan, mais de directions différentes. Mais pour

faire le design avec une tolérance sécuritaire, nous considérons que la charge radiale totale sur l'arbre (R_T) agit en O_2 . Partant de cette supposition, nous allons maintenant déterminer les effets de compression et de flexion de cette force.

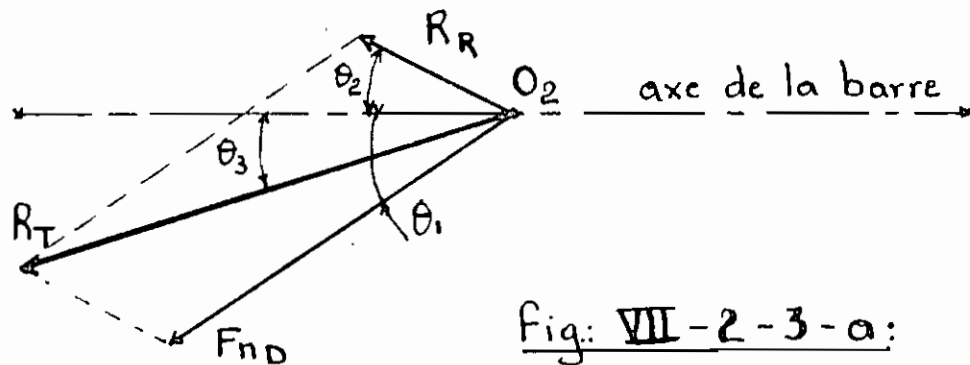


Fig: VII-2-3-a:

$$R_R = \text{charge radiale due à l'engrenage conique} \\ = 2213 \text{ N}$$

$$F_{ND} = \text{charge radiale due à l'engrenage droit} \\ = 8212 \text{ N}$$

$$R_T = \text{charge radiale totale sur l'arbre } \textcircled{9} \\ = 10260 \text{ N}$$

$$\theta_1 = \text{déviaton de } F_{ND} = 20^\circ$$

$$\theta_2 = \text{déviaton de } R_R = 5.05^\circ$$

$$\theta_3 = \text{déviaton de } R_T = ? \text{ à déterminer.}$$

Géométriquement nous avons:

$$R_T \cos \theta_3 = R_R \cos \theta_2 + F_{ND} \cos \theta_1$$

$$\Rightarrow \cos \theta_3 = \frac{R_R \cos \theta_2 + F_{ND} \cos \theta_1}{R_T}$$

$$\cos \theta_3 = \frac{2213 \cos(5.05) + 8212 \cos(20)}{10260} = 0,967$$

$$\text{d'où } \theta_3 = 14.76^\circ.$$

Donc au point de contact entre la barre et l'arbre, la force R_T se décompose en une force de compression R_C et une force de flexion R_F , telle que :

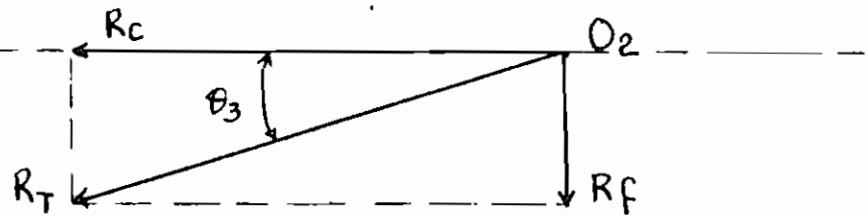


Fig.: VII-2-3-b:

$$R_C = R_T \cos \theta_3 = 10260 \cos(14.76^\circ) = 9921 \text{ N}$$

$$R_F = R_T \sin \theta_3 = 10260 \sin(14.76^\circ) = 2614 \text{ N.}$$

Nous devons alors choisir une barre présentant après finition, une section minimale capable de supporter les contraintes créées par les forces R_C et R_F .

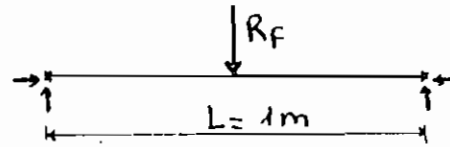
Si nous considérons que les points d'appui de la barre sont à une distance maximale de 1m, correspondant environ au diamètre extérieur de la roue R_1 , nous obtenons sur la barre : une compression et une flexion appliquées en charge ponctuelle à la moitié de la longueur.

⊙ Pour la flexion il faut effectuer une étude com-

parative entre la charge ponctuelle et la charge uniforme servant de base de choix pour le bois.

- Charge ponctuelle :

Le moment maximum



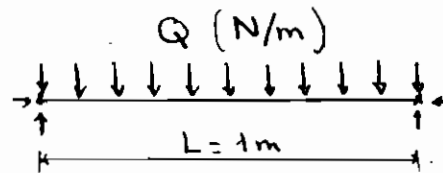
est donné par $M_{F_{M_1}} = \frac{R_F L}{4}$

et se situe au milieu de la barre.

$$M_{F_{M_1}} = \frac{2614 \times 1}{4} = 523 \text{ N.m.}$$

- Charge uniforme :

Le moment est maximum



au milieu et est donné par

$M_{F_{M_2}} = \frac{Q L^2}{8}$. Pour obtenir la même contrainte au même point, il faut : $M_{F_{M_1}} = M_{F_{M_2}}$

soit $\frac{Q L}{8} = 523 \text{ N.m}$

$$\Rightarrow Q = \frac{8 \times 523}{1} = 4184 \text{ N/m.}$$

$$= 426.8 \text{ kgf/m}$$

Sur le tableau de résistances des bois du livre DUNOD, à la page 125, nous obtenons une section minimale de $10 \times 8 \text{ (cm)}$ capable de supporter une charge uniforme $Q = 470 \text{ kgf/m}$. La section 10×8 est telle que :

largeur = 10 cm

hauteur = 8 cm.

• Pour la compression le tableau de la page 126 du livre DUNOD donne pour une section de 8×8 (cm) une charge possible de 3040 kgf pour une hauteur de 1 m. Donc pour la barre, avec une force de compression de 9921 N ou 1012 kgf, sur une hauteur de 0,5 m, la section calculée pour la flexion satisfait largement aux exigences de compression.

Donc en définitive, la barre transversale doit présenter une section minimale de 10 par 8 soit

$$S_{\min} = 80 \text{ cm}^2$$

VII - 2 - 4 : DETERMINATION DU TROU DE GUIDAGE :

Le trou de guidage de la barre fonctionne comme un palier; et dans ce palier, nous allons placer un coussinet qui est également en bois. Il faut alors déterminer quel doit être le diamètre minimum qui offre les conditions répondant aux normes spécifiées.

Pour les coussinets le tableau 10-4 de la page 394 du livre Mechanical Engineering Design. (SHIGLEY) donne pour le bois :

- + une pression maximale de $14 \text{ MPa} = P_s$
- + une température maximale de 65°C
- + une vitesse circonférentielle de $10 \text{ m/s} = V$
- + et un produit PV maxi de $5.5 (\text{kg/cm}^2) (\text{m/s})$

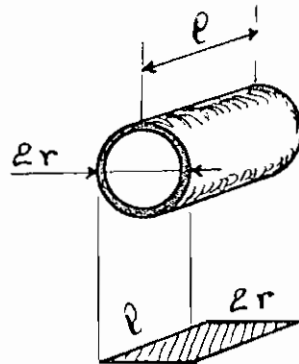
Avec la considération de la force R_T comme charge radiale, et partant du fait que :

- le diamètre de la tête de l'arbre doit être inférieur au diamètre du noyau du pignon P_i afin de permettre le passage de celui-ci pour le montage.
- la pression spécifique qui est égale au rapport de la charge radiale sur la surface projetée, doit être inférieure à la valeur donnée par le tableau, soit P_s

$$P_s = 14 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 142.716 \text{ kg/cm}^2 = 1.43 \text{ kg/mm}^2$$

Pour le coussinet :

$$P_s = \frac{R_T}{2r\ell}$$



Nous devons avoir

$$2r < 28.575 \text{ mm}$$

Si nous fixons les valeurs

$$r \text{ et } \ell \text{ telles que : } 2r = 20 \text{ mm} = \ell \text{ cm}$$

$$\ell = 50 \text{ mm} = 5 \text{ cm}$$

$$\text{Avec } R_T = 10260 \text{ N} = 1047 \text{ kg},$$

la pression devient:

$$P_s = \frac{1047}{2 \times 5} = 104.7 \text{ kg/cm}^2$$

$$< 142.7 \text{ kg/cm}^2$$

Pour la vitesse circonférentielle $V = 2\pi n r$;

$$\text{avec } n = 27 \text{ RPM} = \frac{27}{60} = 0,45 \text{ tours/s}$$

$$r = 10 \text{ mm} = 0,01 \text{ m}$$

$$V = 2\pi \times 0,45 \times 0,01 = 0,0283 \text{ m/s}$$

$$< 10 \text{ m/s}$$

Et pour le produit $P.V$ nous avons:

$$PV = 104.7 \times 0,0283$$

$$= 2,96 \text{ (kg/cm}^2\text{) (m/s)}$$

$$< 5 \text{ (kg/cm}^2\text{) (m/s)}$$

Donc, après vérification, nous pouvons dire que les dimensions choisies répondent bien aux exigences imposées. Nous pouvons alors dire que le guidage se fait par un coussinet en bois à graissage incorporé ayant comme diamètre $2r = 20 \text{ mm}$

$$\text{Longueur } l = 50 \text{ mm}$$

$$\text{épaisseur } e = 4 \text{ mm}$$

Pour le montage, le coussinet doit être ajusté serré sur le noyau de la barre et les catalogues nous disent que le jeu entre l'arbre et le coussinet doit

être pris égale à $d/100 = 20/100 = 0,2 \text{ mm}$ et que la dureté de l'arbre doit être supérieure à 120 kg/mm^2 .

VII-2-5: LA FIXATION DE LA BARRE :

La barre transversale est supportée par un fer en I de section $120 \times 44 \times 4,5$ qui est lui-même fixé par soudure à sa partie inférieure.

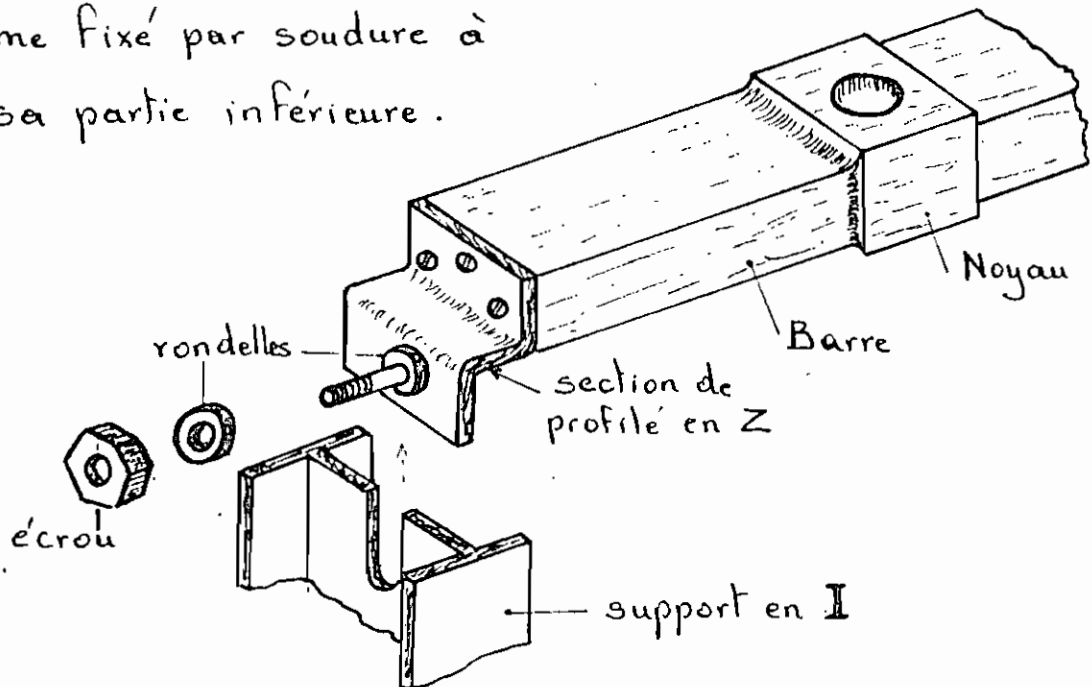


Fig. VII-2-5: Vue orthogonale décalée

La barre est fixée et réglée sur le support par un jeu de rondelles, par deux boulons, deux profilés en Z et six vis à bois. La barre n'étant pas soumise à des forces verticales, ni à de grandes transversales, le dimensionnement des boulons va être

basé uniquement sur celui des pièces à assembler. Mais nous soulignons que ces boulons doivent présenter une bonne résistance mécanique. Les détails de construction vont être donnés dans le dessin d'ensemble.

VII-3 : DESIGN DU SUPPORT DE L'ARBRE ⑨ :

VII-3-1 : CHOIX DU MATERIAU :

Le support transversale de l'arbre ⑨ est obtenu par moulage. Il est en fonte ordinaire et son traitement doit s'effectuer tel qu'il puisse résister aux efforts mécaniques de vibration engendrés par le mécanisme en fonctionnement et qu'il soit facile à usiner.

VII-3-2 : ANALYSE :

L'effort mécanique dominant est la charge axiale ou plus exactement l'effet du poids. Il crée une flexion au niveau du moyeu ou palier inférieur de l'arbre ⑨. Cette force est égale au poids estimé $W_e = 56 \text{ daN}$.

Si nous choisissons une fonte ordinaire traitée, présentant une contrainte admissible à la flexion

R variant entre 16 et 20 daN/mm², la section critique est donnée par $S_c = \frac{W_e}{R}$ si nous la supposons être circulaire.

$$S_c = \frac{56}{16} = 3.5 \text{ mm}^2$$

Nous pouvons cependant considérer que la charge radiale R_T peut être transmise en totalité sur le palier inférieur. De ce fait nous pouvons nous permettre de dimensionner la section en prenant R_T comme charge de compression :

$$\text{donc } S_c = \frac{R_T}{16} = \frac{1026}{16} = 64 \text{ mm}^2.$$

0-2) Pour les besoins de la construction, nous devons appliquer un grand coefficient de sécurité à cette section calculée.

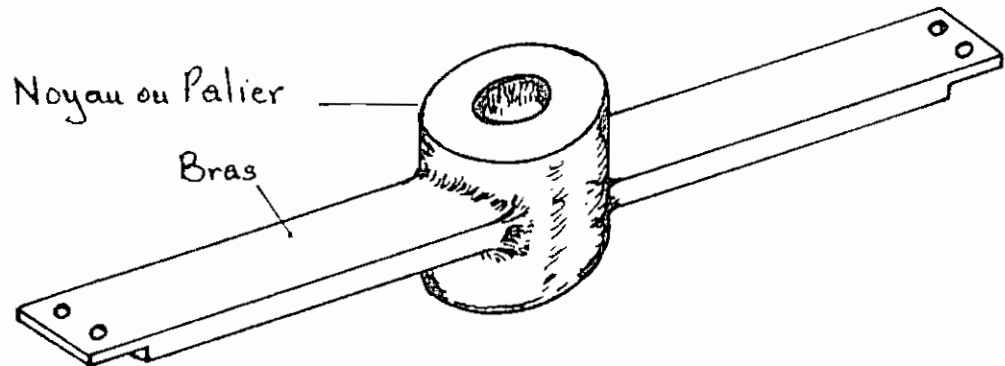


Fig. VII-3-2 : la forme

Le noyau doit être usiné pour recevoir l'arbre ③ et son roulement et le couvercle de protection.

Les dimensions définitives doivent être fixés relativement à celles des pièces codées ou des autres éléments prédéfinis, tout en respectant la section critique calculée.

La fixation de ce support au reste de la structure se fait par l'intermédiaire de quatre vis, deux à chaque extrémité.

VII-4 : DESIGN DU PALIER DE SORTIE :

VII-4-1 : LA CONSTITUTION :

Pour le guidage en rotation de l'arbre de sortie, nous avons choisi un palier muni d'un coussinet en bois.

A : Le palier proprement dit :

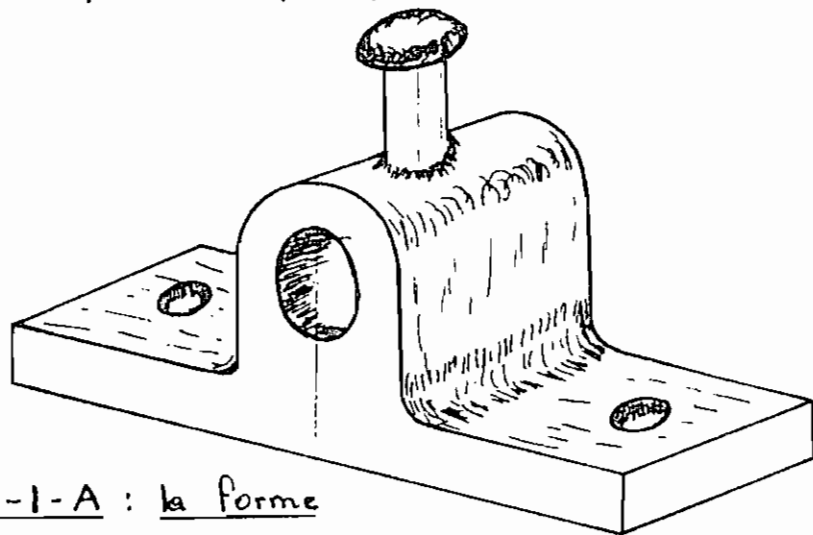


fig. VII-4-1-A : la forme

Le palier est conçu en une pièce monobloc en fonte grise ordinaire. Il est muni d'une manche qui doit servir pour les manoeuvres d'orientation du mécanisme. Le trou du palier est usiné à une cote relative au diamètre du coussinet à choisir, pour un ajustement adéquat. Et les dimensions réelles du palier vont être fixées relativement aux résultats obtenus avec le calcul du coussinet. La fixation du palier est assurée par des vis à tête hexagonale en acier présentant de bonnes caractéristiques mécaniques.

B : Le coussinet :

Comme il est déjà mentionné, le guidage en rotation est principalement assuré par le coussinet en bois dont les spécifications d'emploi sont :

- pression maximale $P_{\max} = 142.7 \text{ kg/cm}^2$
- température maximale $= 65^\circ \text{C}$
- vitesse maximale $V_{\max} = 10 \text{ m/s}$
- $P.V_{\max} = 5.5 (\text{kg/cm}^2)(\text{m/s})$

Nous allons maintenant faire des suppositions des calculs et des vérifications pour déterminer les dimensions du coussinet.

Etant donné que nous avons fixé le diamètre minimum égale à 28.575 mm (voir page 61), le diamètre du tourillon qui doit correspondre au diamètre interne du coussinet, doit être supérieur au minimum : c'est à dire 28.575 mm.

$$\text{Si nous fixons } D = 2r = 40 \text{ mm} = 4 \text{ cm}$$

$$L = 2D = 80 \text{ mm} = 8 \text{ cm}$$

alors la pression spécifique du coussinet devient :

$$P_s = \frac{\text{charge radiale}}{\text{surface projetée}} = \frac{878 \text{ N} / 9.8 (\text{N/Kg})}{2 \times r \times L}$$

$$= \frac{90}{2 \times 2 \times 8} = 2.8125 (\text{Kg/cm}^2)$$

$$\leq 142.7 (\text{Kg/cm}^2)$$

$$\text{Pour la vitesse : } V = 2\pi n r$$

$$\text{avec } n = 108 \text{ RPM} = \frac{108}{60} = 1.67 \text{ tours/s}$$

$$r = 20 \text{ mm} = 0.02 \text{ m}$$

$$V = 2 \times \pi \times 1.67 \times 0.02 = 0.21 \text{ m/s}$$

$$\leq 10 \text{ m/s}$$

$$\text{ET } P.V = 2.8125 \times 0.21 = 0.59 (\text{Kg/cm}^2)(\text{m/s})$$

$$< 5.5 (\text{Kg/cm}^2)(\text{m/s})$$

Partant des vérifications positives, nous pouvons en définitive retenir le choix d'un coussinet en bois de diamètre interne $D = 40 \text{ mm}$ de longueur $L = 2D = 80 \text{ mm}$ et d'épaisseur $e = \frac{D}{4} = 10 \text{ mm}$.

VII-5 : CONCEPTION DU SUPPORT DU PALIER :

VII-5-1 : LA CONSTITUTION :

Ce support est constitué par le jumelage de deux matériaux : un fer plat et une poutre en bois.

Le fer plat :

Il est choisi en fonte grise ordinaire et ses dimensions sont relatives à celles du palier de sortie et à la distance entre les deux supports principaux.

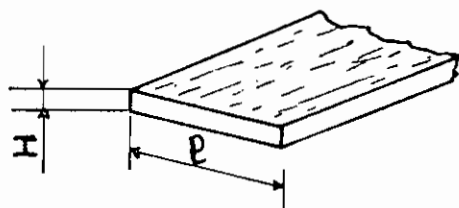


Fig. VII-5-1-a.

Nous prenons : $P = \text{largeur du palier} = 80 \text{ mm}$
 $H = P/8 = 10 \text{ mm}.$

La poutre en bois :

Elle est placée sous le fer plat et doit servir de renforcement et d'appui plat sur le sol. Avec cette constitution, l'ensemble (fer plat - poutre) n'est pas soumis à des efforts mécaniques particuliers tels que les flexions et compressions nécessitant un calcul de dimensionnement spécial. Ceci nous amène uniquement à déterminer la forme des éléments et

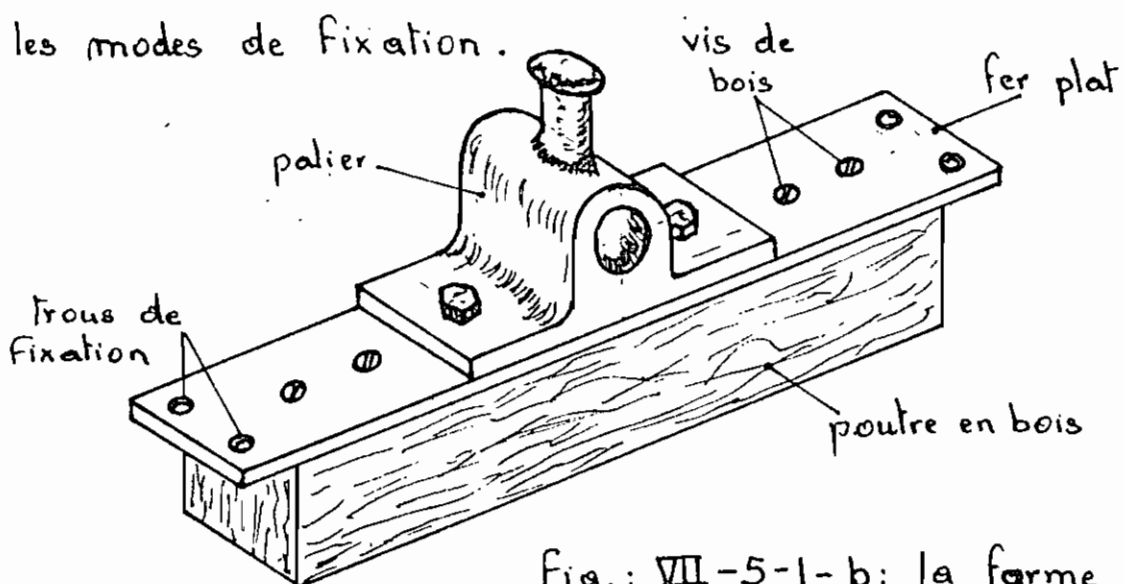


Fig.: VII-5-1-b; la forme

La fixation de cet ensemble sur les supports principaux se fait par des vis à tête hexagonale qui traversent librement le fer plat. Ces vis sont également en acier et leurs dimensions sont relatives à celles des pièces à assembler.

VII-6 : CONCEPTION DU SUPPORT PIVOTANT :

VII-6-1 : LA CONSTITUTION :

Ce support est également en fonte moulée et doit être moins dur que l'arbre principal de la roue d'entrée.

Sur ce support les efforts mécaniques tendant à déformer l'élément proprement-dit ne sont

pas considérables. En effet ce support ne travaille qu'au moment des changements d'orientation ; et ce travail se traduit par de légères flexions et torsions qui ne peuvent être objet d'une analyse approfondie. Nous devons seulement veiller à ce que la pièce finie présente une structure solide.

La pièce finie doit se présenter comme suit :

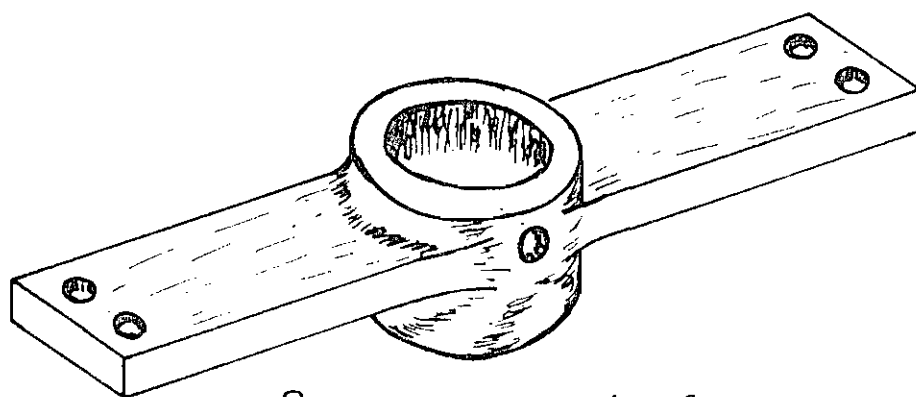


Fig. : VII-6-1 : la forme.

Les trous de fixation, le logement de la vis de pression et l'alésage de finition du moyeu sont exécutés par usinage sur machines outils pour l'obtention des cotes d'ajustement. Pour la finition, la hauteur du moyeu doit avoir une valeur comprise entre une fois et deux fois le diamètre interne du moyeu.

VII-7: CONCEPTION DES SUPPORTS PRINCIPAUX:

VII-7-1: LA CONSTITUTION:

Les supports principaux sont à l'instar du support du palier de sortie, composés de deux types de matériaux : le fer et le bois. Donc ils sont constitués de fer plat en fonte grise ordinaire doublé de poutre en bois pour une meilleure rigidité et stabilité de l'ensemble.

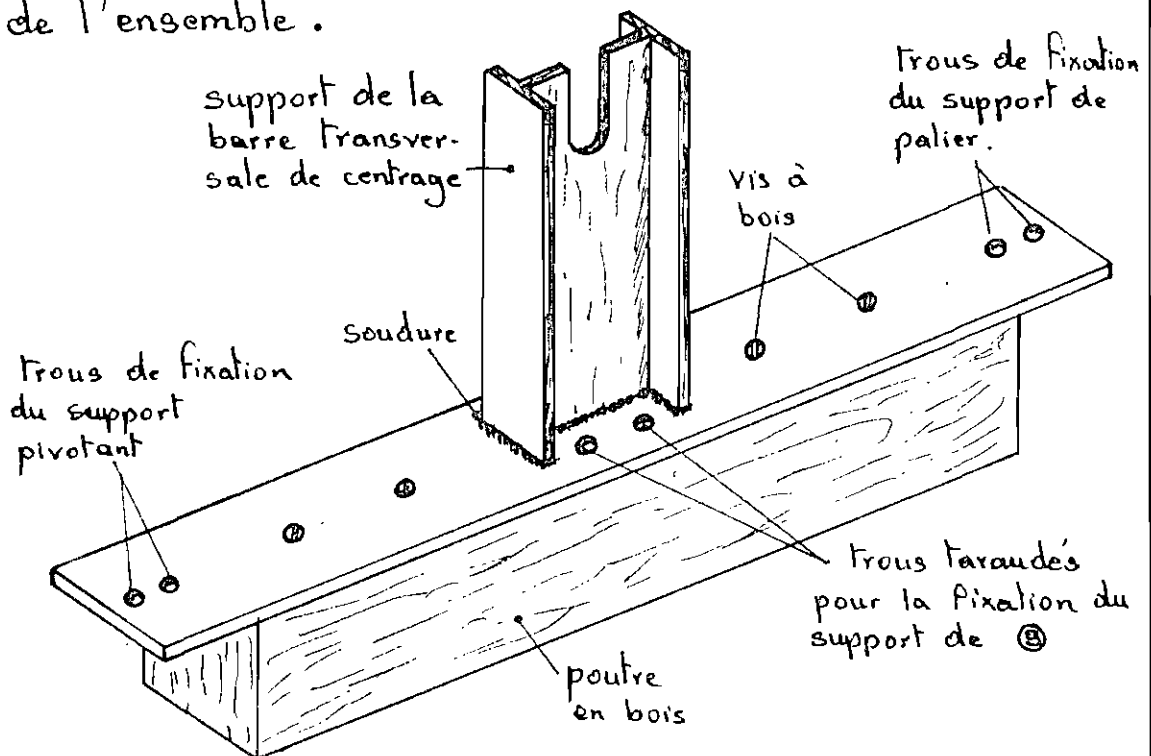


Fig.: VII-7-1 : la forme:

VII-7-2: LE RÔLE ET LES DIMENSIONS:

Les supports principaux jouent un rôle

déterminant dans la structure du mécanisme. Ils relient tous les éléments moteurs et servent également d'appui de stabilité.

Les dimensions doivent être choisies et non calculées, de telle sorte que la structure d'ensemble des supports principaux présentent une rigidité et une résistance supérieures à celles des autres supports. Le choix définitif des dimensions doit néanmoins s'effectuer relativement aux dimensions des autres éléments en contact direct avec les supports tout en tenant compte de l'encombrement imposé.

VII-8 : CONCEPTION DU SOCLE :

VII-8-1 : DEFINITION ET ROLE :

Le socle d'une machine représente la base structurale sur laquelle repose généralement la plus grande partie des éléments. Pour ce mécanisme le socle est lié directement à l'arbre principal qui supporte l'organe moteur intermédiaire que constitue l'ensemble roue d'entrée, barres d'entraînement. Ce socle doit donc assurer la stabilité générale du mécanisme.

VII-8-2: CONSTITUTION:

Le socle est constitué par des fers plats et des planches de bois. Les fers plats sont assemblés entre eux par soudage pour former un sous ensemble détaché. Ce sous ensemble est par la suite lié à l'arbre principal et aux planches de bois par des boulons et vis.

Schématiquement le socle se présente ainsi:

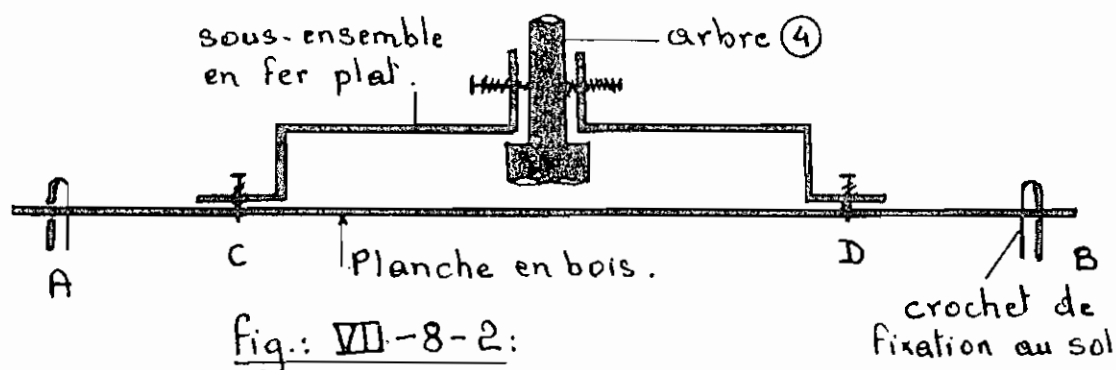


Fig.: VII-8-2:

Les dimensions, de même que les écarts entre les appuis (C, D et A, B) doivent être choisis de telle sorte que les réactions aux appuis puissent annihiler tous les effets tendant à déséquilibrer le système.

VII-8-3: LA STABILITE:

Au repos, les efforts dynamiques sont nuls, et, sous l'effet de son propre poids, le système reste en équilibre. En fonctionnement, la force dyna-

mique créée par les dentures des engrenages, tend à rompre la stabilité en créant des moments de flexion autour des points d'appui situés aux extrêmes opposés à la force.

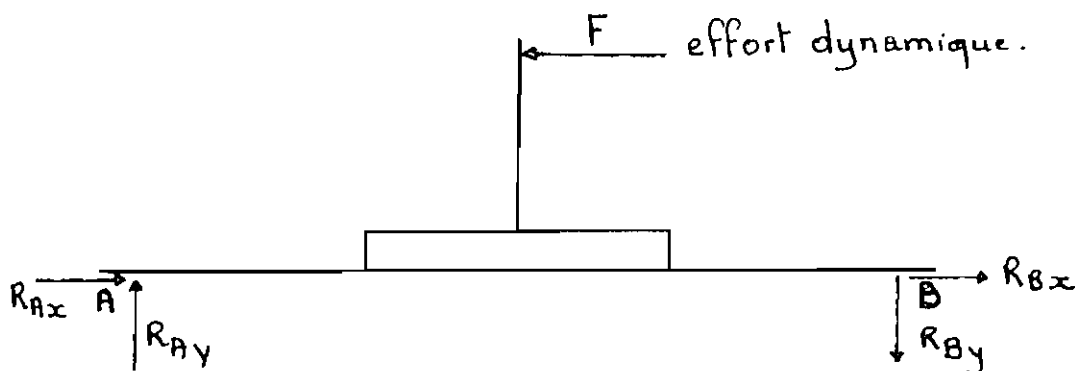


Fig.: VII-8-3:

Pour maintenir l'équilibre il faut alors créer un contact permanent et rigide avec le sol. Cette stabilité est de ce fait assurée par les crochets reliant les planches en bois au sol. Nous voyons sur le schéma que l'effort dynamique tend à basculer la structure autour du point A ; mais la réaction au niveau du point B et principalement R_{By} agit sur l'ensemble pour contrer l'action de l'effort F.

Pour que cette stabilité soit plus automatique, il faut nécessairement que les points A et B soient en dehors de la projection de la roue R_1 .

VII-9 : LES ORGANES DE LIAISON :

L'étude individuelle de dimensionnement des organes de liaison ne pouvant être faite car cela nous aurait pris plus des trois quarts du projet sans pour autant représenter une grande importance, nous avons opté pour le choix de vis et de boulons en acier S.A.E 1038 à tous les niveaux. Ces types présentent de grandes résistances aux efforts mécaniques sans exigences spéciales. Ils sont choisis dans la catégorie du grade 3 c'est à dire des boulons en acier au carbone demi-dur, façonnés à froid et dont les résistances minimales à la traction sont de 70 Kg/mm^2 .

TROISIEME

PARTIE

ILLUS-

TRA-

TIONS

B : FONCTIONNEMENT :

Le mécanisme est un manège circulaire. L'entrée s'effectue par la roue R_1 qui tourne à 3 RPM. Une première multiplication est obtenue par l'engrenage droit, et une seconde par l'engrenage conique de telle sorte qu'on obtienne une vitesse de sortie de 108 RPM. Donc le couple développé par les animaux rentre dans le système par l'arbre vertical ④ et la roue R_1 et en sort par le pignon P_2 et l'arbre horizontal ⑭. Ceci détermine le rôle principal du manège.

A ce rôle de multiplicateur, nous avons essayé d'ajouter une fonction universelle en affectant au mécanisme la possibilité d'une orientation multidirectionnelle. Cette orientation est assurée par le support pivotant lié aux organes de sortie par les supports principaux. Le maintien en position de ce support pivotant est assuré par une vis de blocage placée sur son moyeu.

Nous soulignons enfin qu'en position d'opération le manège doit être placé à un niveau tel que l'arbre de sortie ⑭ soit tout juste à ras sur le terrain. Cette position permet aux animaux de pouvoir passer sans

gène le transmetteur intermédiaire qui relie le mécanisme aux machine à accoupler.

CONCLUSION:

Tout au long de cette étude, nous avons essayé de réunir toutes les données et proposition possibles pour pouvoir présenter la structure mécanique que constitue le manège. Théoriquement les objectifs fixés sont en grande partie atteints. Actuellement la seule chose que nous regrettons, c'est la non réalisation du projet. Nous dirons certes que la partie essentielle est achevée à savoir: l'étude schématique sur le plan mécanique et fonctionnelle et la détermination des formes géométriques des éléments, de même que leurs caractéristiques internes, et que sur la base des croquis présentés, la réalisation n'est plus qu'une question de matériel et de temps et non de conception. Nous signalons cependant que pour la conception, nous avons calculé en détail le dimensionnement minimum des éléments les plus sollicités par les efforts mécaniques. Sur le dessin d'ensemble ci-joint, nous avons fixé certaines dimensions relativement à d'autres calculées en tenant compte du rôle des éléments. De ce fait, nous dirons que, lors de la réalisation, des modifications dimensionnelles peuvent être apportées après

concertation avec des agents spécialisés sur la résistance des matériaux de fonderie obtenus dans le milieu local.

Sur le plan économique, nous signalons que l'étude du projet n'a pas pu être présentée. En effet, cette étude économique était finalement devenue une affaire délicate car elle devait se mener sur plusieurs plans. Il fallait d'abord s'acquérir de tous les prix des éléments tirés des catalogues à savoir les éléments d'engrenage et les roulements, ensuite travailler avec une société locale spécialisée en fonderie pour étudier le coût des éléments de la structure en y incluant les coûts de main-d'œuvre, et enfin effectuer une évaluation des éléments secondaires tels que les poutres en bois et les organes d'assemblage. Mais tout ceci n'étant pas réalisé, nous proposons ou plus exactement souhaitons que cette étude soit complétée dès que les éléments suscités à savoir le prix des catalogues (engrenages et roulements) et les sociétés spécialisées seront à notre portée.



DISCUSSIONS :

Nous pouvons dire que le projet en lui-même revêt une grande importance. Comme nous l'avons déjà indiqué dans l'introduction, l'énergie est actuellement une des préoccupations majeures des populations. De ce fait, après notre étude, nous avons été amenés d'avantage à réfléchir sur ce problème et à nous poser deux questions.

— D'abord, est-ce que le manège en tant que tel représente un besoin réel pour les sociétés villageoises actuelles?.

— Ensuite, faut-il l'accepter intégralement ou bien, est-il nécessaire d'envisager des changements sur la constitution pour mieux l'adapter aux besoins du monde actuel?.

A la première question, nous répondons en disant que le manège, en tant que producteur d'énergie ou plus exactement de force motrice, est un besoin nécessaire pour ne pas dire primordial pour nos villageois. Mais notre attention est attirée sur son rendement journalier. En effet, le manège en tant tel ne consti-

tue qu'un mécanisme intermédiaire de transformation d'énergie musculaire en énergie mécanique. Et qui dit énergie musculaire dit également fatigue musculaire ; et toute fatigue nécessite automatiquement un repos ou une récupération. Donc cette petite théorie nous démontre que le manège ne peut être qu'une machine à fonctionnement par intermittance ; par conséquent, une machine dont le rendement n'est pas des plus souhaitables.

Cette analyse sur la rentabilité, nous amène à répondre à la deuxième question en disant franchement que des changements sur la forme d'entrée et la constitution doivent être envisagés. A ce propos, nous citerons par exemple, la possibilité de remplacer la force animale par une force hydraulique ou éolienne. Nous dirons que ces modifications vont certes nécessiter une révision de la structure et des éléments de transmission, mais les principes théoriques resteront toujours les mêmes.



Catégorie d'utilisation BGW des roues d'engrenage droit	Condition d'utilisation	Coefficient d'utilisation
Cat. 1	Fonctionnement continu de 8h à 10h par jour à charge sans chocs	1.0
Cat. 2	Fonctionnement continu de 24h sans chocs ou de 8h à 10h par jour, avec chocs modérés	1.2
Cat. 3	Fonctionnement continu de 24h avec chocs modérés	1.3
Cat. 4	Fonctionnement intermittent de 30mn/h ou moins, à charge sans chocs	0.7
Cat. 5	Fonctionnement manuel, usage limité, à charge sans chocs	0.5
Les charges lourdes avec chocs durs et/ou les conditions extrêmes d'usure exigent un coefficient d'utilisation plus élevé de 1.5 à 2.0 ou même plus que le coefficient spécifié à la catégorie		
Boston Gears Works		
<p><u>Fig. 18-40</u> : JENSEN : Dessin Industriel : (p. 403)</p> <p>Catégories et coefficients d'utilisation des roues d'engrenage droit.</p>		
ANNEXE N° 1		

DROIT + CONIQUE

- D = diamètre primitif : diam. d'un cercle imaginaire servant de base au calcul des dents d'engrenage.
 N = nombre de dents sur une roue dentée.
 P_d = Pas diamétral : quotient du nbre N par D en pouce.
 H_b = Différence entre le rayon de tête et le rayon primitif.
 H_f = Différence entre le rayon primitif et le rayon de pied.
 H = Hauteur des dents.
 P = Pas circulaire : longueur curviligne comprenant l'épaisseur curviligne d'une dent plus l'entre-dent curviligne voisin mesurés sur la circonférence du cercle primitif.
 DE = Diamètre du cercle passant par le sommet ou têtes des dents, correspondant au diamètre extérieur de la roue.
 DF = Diamètre du cercle correspondant à la partie inférieure ou pieds des dents.
 DB = Cercle dont la développante correspond au profil des dents d'une roue.
 α = Angle aigu-formé par la ligne d'action avec la tangente commune aux cercles primitifs des deux roues.
 E = Épaisseur curviligne d'une dent (égale à l'entre-dent) mesurée sur la circonférence du cercle primitif.
 L = Largeur de la dent.

CONIQUE

- δ = Angle primitif =
 r_{cp} = Rayon du cône primitif.
 α_s = Angle de saillie.
 α_c = Angle de creux
 A_T = Angle de tête.
 A_p = Angle de pieds
 A_{cc} = Angle du cône complémentaire.

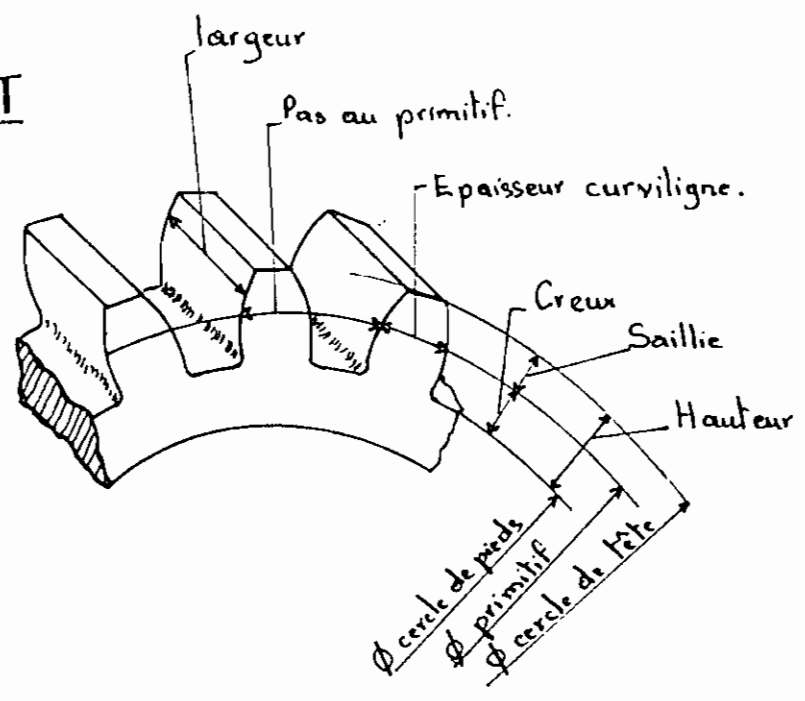
TERMINOLOGIE DES ENGRENAGES

ANNEXE N° 2

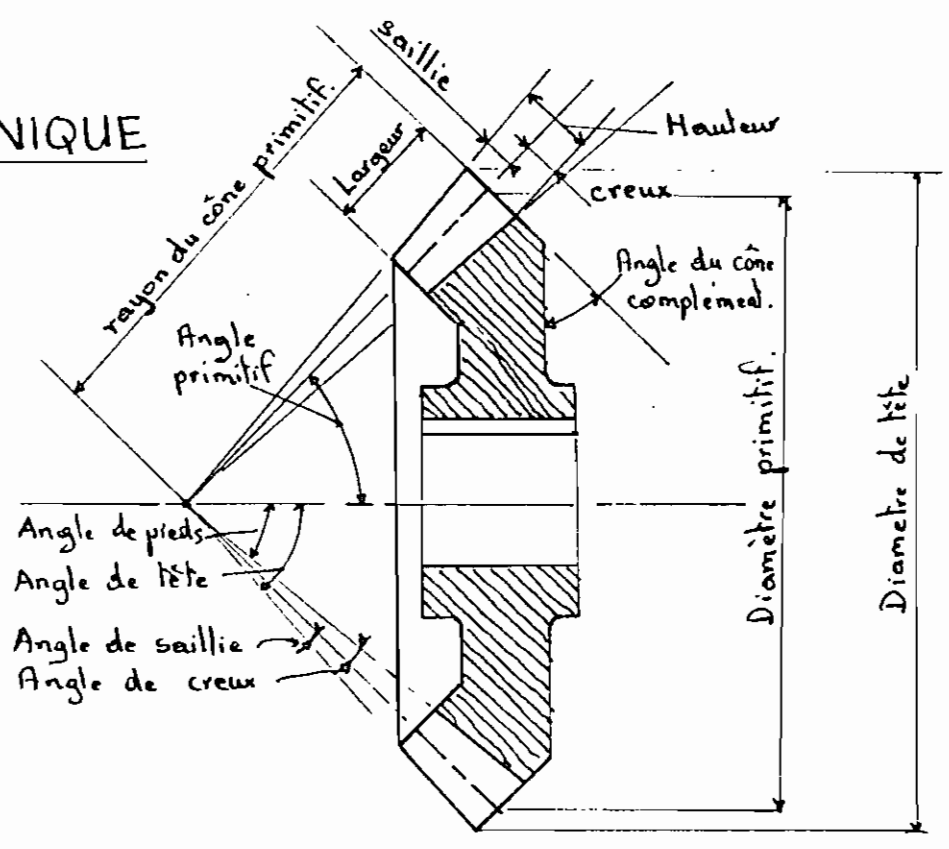


École Supérieure de
 Ingénieurs

DROIT



CONIQUE



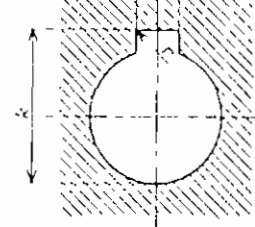
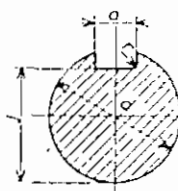
ANNEXE N° 2

CLAVETAGE LONGITUDINAL A CLAVETTES PARALLÈLES (usuelles et minces).

Liaison en rotation par obstacle.
Le déplacement axial lent et peu fréquent d'une pièce relativement à l'autre est possible.
Effort transmis → limité par la section de la clavette ($R_{traction} \approx 600 \text{ N/mm}^2$).
Pour de grands efforts → cannelures.
Les clavettes fixées par vis sont utilisées à partir de clavettes usuelles (fig. 4); où la clavette peut sortir du logement; pour les clavetages longs.

Section transversale de l'arbre

Section transversale du moyeu



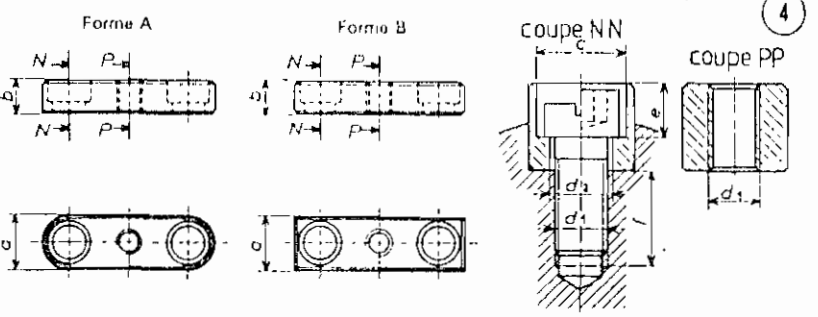
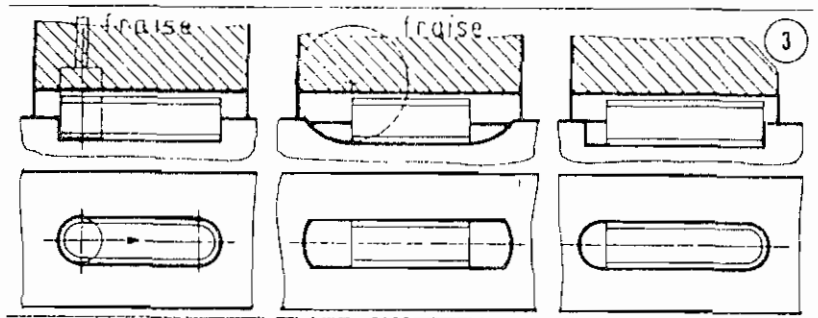
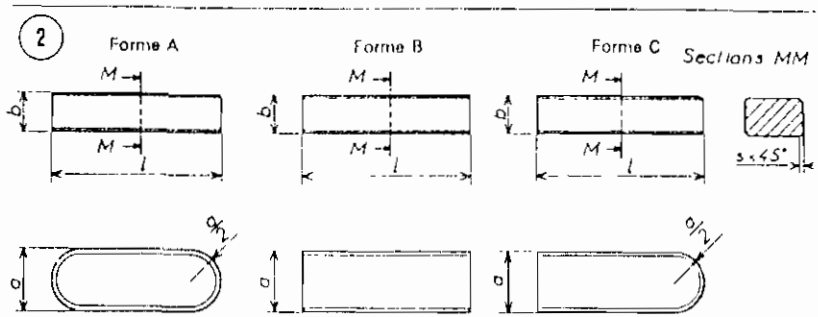
.. Tolérances.

Tolérances sur		usuelle	mince
sur j	0	d ≤ 22	d ≤ 50
	-100	d ≤ 130	d ≤ 150
sur k	0	d ≤ 22	d ≤ 50
	+200	d ≤ 130	d ≤ 150

ARBRE-MOYEU		CLAVETTES	
ADJUSTEMENT		a	b
NORMAL	arbre	H9	h9
	moyeu	D10	h9
SERRÉ	arbre	N9	h9
	moyeu	J9	h9
LÉGER	arbre	P9	h9
	moyeu	P9	h9

.. Montage.

La figure 3 donne les différents usinages rainure dans l'arbre en fonction du type de clavette.
Dans les clavettes à vis, le trou taraudé au milieu sert au démontage. On y visse des vis de serrage qui poussent au fond de la rainure obligeant la clavette à s'extraire (fig. 4).
Designation. Ex. : clavette parallèle, forme A de 12 x 8 x 40, NF E 27-656.



La section de clavette correspondante est la plus grande section admissible pour l'arbre considéré. Une section inférieure est admise.

ARBRES	CLAVETAGES PAR CLAVETTES USUELLES														CLAVETAGE POUR CLAVETTES MINCES				
	ARBRE-MOYEU			CLAVETTES USUELLES						CLAVETTES FIXÉES PAR VIS									
	d	j	k	a	b	longueurs de	à	min.	max.	c	d ₁	vis C ou vis CHC	d ₂	e	f	a	b	j	k
8	d - 1,2	d + 1	0,08 min.	2	2	6	20	0,16	0,25										
10	d - 1,8	d + 1,4	0,16 max.	3	3	6	36	0,16	0,25										
12	d - 2,5	d + 1,8	0,16 min.	4	4	8	45	0,16	0,25										
17	d - 3	d + 2,3	0,16 max.	5	5	10	56	0,25	0,4										
22	d - 3,5	d + 2,8	0,25 min.	6	6	14	70	0,25	0,4	5	M2,5	M2,5-6	2,9	3	4,5	5	3	d - 1,8	d + 1,4
30	d - 4	d + 3,3	0,25 max.	8	7	18	90	0,25	0,4	6,5	M3	M3-8	3,4	3,5	6,5	6	4	d - 2,5	d + 1,8
38	d - 5	d + 3,3	0,4 min.	10	8	22	110	0,4	0,6	8	M4	M4-10	4,5	4,5	9	10	6	d - 3	d + 2,3
44	d - 5	d + 3,3	0,25 min.	12	8	28	140	0,4	0,6	10	M5	M5-10	5,5	5,5	10,5	12	6	d - 3,5	d + 2,8
50	d - 5,5	d + 3,8	0,4 min.	14	9	36	160	0,4	0,6	12	M6	M6-10	6,6	6,5	11,5	14	6	d - 3,5	d + 2,8
58	d - 6	d + 4,3	0,4 min.	16	10	45	180	0,4	0,6	12	M6	M6-10	6,6	6,5	10,5	16	7	d - 4	d + 3,3
65	d - 7	d + 4,4	0,4 min.	18	11	50	200	0,4	0,6	16	M8	M8-12	9	8,5	14,5	18	7	d - 4	d + 3,3
75	d - 7,5	d + 4,9	0,4 min.	20	12	56	220	0,6	0,8	18	M8	M8-12	9	8,5	13,5	20	8	d - 5	d + 3,3
85	d - 9	d + 5,4	0,6 min.	22	14	63	250	0,6	0,8	20	M10	M10-12	11	10,5	14,5	22	9	d - 5,5	d + 3,8
95	d - 9	d + 5,4	0,6 min.	25	14	70	280	0,6	0,8	20	M10	M10-12	11	10,5	14,5	25	9	d - 5,5	d + 3,8
110	d - 10	d + 6,4	0,6 min.	28	16	90	320	0,6	0,8	20	M10	M10-16	11	10,5	16,5	28	10	d - 6	d + 4,3

INTRODUCTION.

On distingue plusieurs types de clavetage :

- longitudinal (// à l'axe) → arrêt en rotation
- libre
- possibilité de déplacement axial (page)
- forcé (à pente)
- immobilisation totale (fig. 1);
- transversal (⊥ à l'axe)
- forcé (à pente) → immobilisation totale;
- tangentiel (tangente à l'axe)
- forcé (à pente) → immobilisation totale

1. CLAVETAGE LONGITUDINAL FORCÉ.

Il s'agit d'une liaison complète réalisée par adhérence et obstacle si glissement.

— Pour éviter le désaxage lors du montage étudier l'ajustement arbre-moyeu (ex : **H7g6, H7h6**).

— Clavettes inclinées sans talon → montage dans rainure de l'arbre puis déplacement relatif arbre/moyeu

— Clavettes inclinées à talon → montage en frappant sur la clavette, démontage aisé, fig. 2

— Chanfreins : seules les arêtes longitudinales et celles des bouts arrondis doivent être chanfreinées.

1-1. Matière : acier avec R traction ≥ 600 N/mm².

1-2. Longueur : Choisir les longueurs l parmi les valeurs des nombres normaux arrondis R₃ 10 jusqu'à 12 et R₃ 20 au-delà (voir page 21).

1-3. Désignation.

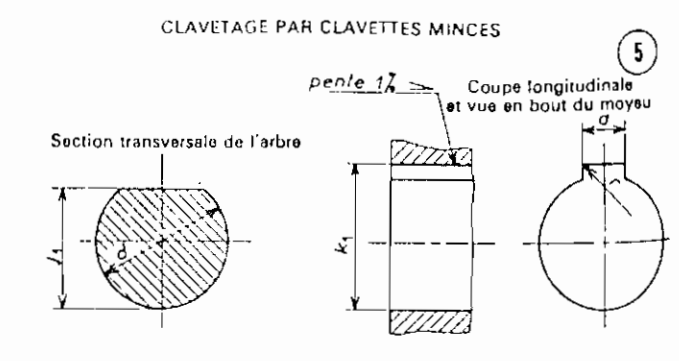
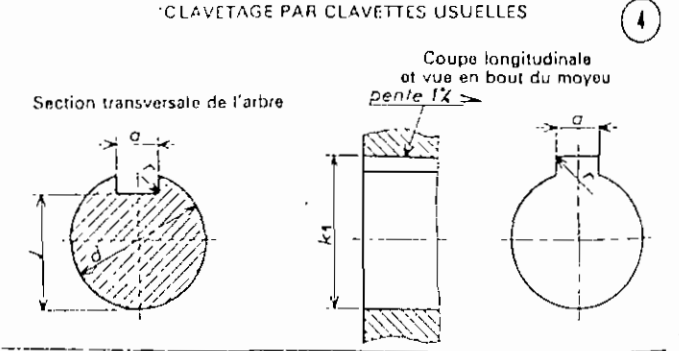
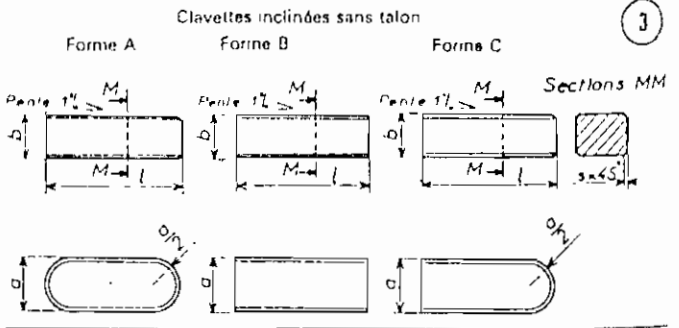
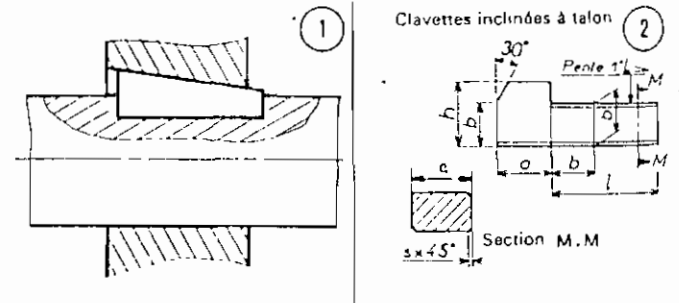
Exemples de désignation de clavettes inclinées usuelles de section nominale de 12 × 8 et de longueur 40, clavette inclinée, forme A, de 12 × 8 × 40, NF E 27-657, clavette inclinée à talon de 12 × 8 × 40, NF E 27-657.

1-4. Montage.

Pour les logements de la clavette dans l'arbre, voir page 65

1-5. Tolérances.

ARBRE-MOYEU					CLAVETTES	
Clavetage usuel			Clavetage mince		a	b
a	l	k ₁	j ₁	k ₁		
D 10	0 - 100	d ± 22	0 - 100	d - 50	h 9	h 9 si b = a
	-100 0		-100 0			
D 10	0 - 200	d ± 130	0 - 200	d - 230	h 9	h 11 si b ≠ a
	-200 0		-200 0			



ARBRES	CLAVETAGE PAR CLAVETTES USUELLES (fig. 4)										CLAVETAGE PAR CLAVETTES MINCES (fig. 5)									
	ARBRE-MOYEU			CLAVETTES							ARBRE-MOYEU		CLAVETTES							
	d	j	k ₁	r	a	b	h	de	à	min.	S max.	J ₁	k ₁	a	b	h	de	à	min.	S max.
6 < d ≤ 8	d - 1.2	d - 0.5	0.08 min	2	2	—	6	20	0.16	0.25	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
8 < d ≤ 10	d - 1.8	d - 0.9	0.16 max	3	3	—	6	36	0.16	0.25	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
10 < d ≤ 12	d - 2.5	d - 1.2	0.16 min	4	4	7	8	45	0.16	0.25	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
12 < d ≤ 17	d - 3	d - 1.7	0.16 max	5	5	8	10	56	0.25	0.4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
17 < d ≤ 22	d - 3.5	d - 2.2	0.25 min	6	6	10	14	70	0.25	0.4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
22 < d ≤ 30	d - 4	d - 2.4	0.25 max	7	7	11	18	90	0.25	0.4	d - 3	d + 1.7	8	10	25	90	0.25	0.4	0.6	0.8
30 < d ≤ 38	d - 5	d - 2.4	0.4 min	10	8	12	22	110	0.4	0.6	d - 3.5	d + 2.2	10	6	10	32	125	0.4	0.6	0.8
38 < d ≤ 44	d - 5	d - 2.4	0.4 max	12	8	12	28	140	0.4	0.6	d - 3.5	d + 2.2	14	6	10	36	140	0.4	0.6	0.8
44 < d ≤ 50	d - 5.5	d - 2.9	0.6 min	14	8	14	36	160	0.4	0.6	d - 4	d + 2.4	16	7	11	45	180	0.4	0.6	0.8
50 < d ≤ 58	d - 6	d - 3.4	0.6 max	16	10	16	45	180	0.4	0.6	d - 4	d + 2.4	16	7	11	45	180	0.4	0.6	0.8
58 < d ≤ 65	d - 7	d - 3.4	0.8 min	18	11	18	50	200	0.4	0.8	d - 4	d + 2.4	18	7	11	50	200	0.4	0.6	0.8
65 < d ≤ 75	d - 7.5	d - 3.9	0.8 max	20	12	20	56	220	0.6	0.8	d - 5	d + 2.4	18	8	12	56	220	0.6	0.8	0.8
75 < d ≤ 85	d - 9	d - 4.4	1.0 min	22	14	22	63	250	0.6	0.8	d - 5.5	d - 2.9	22	9	14	63	250	0.6	0.8	0.8
85 < d ≤ 95	d - 9	d - 4.4	1.0 max	25	14	22	70	280	0.6	0.8	d - 5.5	d + 2.9	25	9	14	70	280	0.6	0.8	0.8
95 < d ≤ 110	d - 10	d - 5.4	1.2 min	28	16	25	80	320	0.6	0.8	d - 6	d + 3.4	28	10	16	80	320	0.6	0.8	0.8
110 < d ≤ 130	d - 11	d - 6.4	1.2 max	32	18	28	90	360	0.6	0.8	d - 7	d - 3.4	32	11	18	90	360	0.6	0.8	0.8

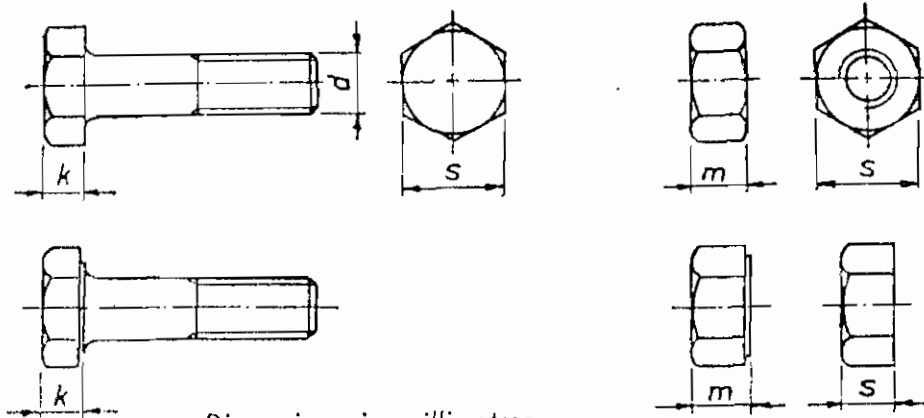
FASTENERS

Hexagon Bolts and Nuts

MACHINE DESIGN

FSR-68-01

Widths across Flats, Heights of Heads, Thicknesses of Nuts



Dimensions in millimetres

Thread Diameter <i>d</i>	Width ¹⁾ across flats		Height of head <i>k</i>	Thickness of nut <i>m</i>
	normal	small		
1.6	3.2	—	1.1	1.3
2	4	—	1.4	1.6
2.5	5	—	1.7	2
3	5.5	—	2	2.4
4	7	—	2.8	3.2
5	8	—	3.5	4
6	10	—	4	5
7	11	—	5	5.5
8	13	12	5.5	6.5
10	17	14	7	8
12	19	17	8	10
14	22	19	9	11
16	24	22	10	13
18	27	24	12	15
20	30	27	13	16
22	32	30	14	18
24	36	32	15	19
27	41	36	17	22
30	46	41	19	24
33	50	46	21	26
36	55	50	23	29
39	60	55	25	31

Thread diameter <i>d</i>	Width across flats <i>s</i>	Height of head <i>k</i>	Thickness of nut <i>m</i>
42	65	26	34
45	70	28	36
48	75	30	38
52	80	33	42
56	85	35	45
60	90	38	48
64	95	40	51
68	100	43	54
72	105	45	58
76	110	48	61
80	115	50	64
85	120	54	68
90	130	57	72
95	135	60	76
100	145	63	80
105	150	66	84
110	155	69	88
115	165	72	92
120	170	76	96
125	180	79	100
130	185	82	104
140	200	88	112
150	210	95	120

1) Where larger metric hexagons are required, the next larger width across flats for any given diameter, as shown in the normal series, should be chosen.

FASTENERS

Nominal Lengths for Bolts, Screws and Studs

MACHINE DESIGN

FSR-68-02

Nominal Lengths for Bolts, Screws and Studs

Basic Dimensions

Nominal length <i>l</i>	
Millimetre values	Inch values
2	1/16
2.5	3/32
3	1/8
4	5/32
5	3/16
6	1/4
(7)	—
8	5/16
(9)	—
10	3/8
(11)	7/16
12	1/2
14	9/16
16	5/8
(18)	—
20	3/4
(22)	7/8
25	1
(28)	1 1/8
30	1 1/4
(32)	—
35	1 3/8
(38)	—
40	1 1/2
45	1 3/4
50	2
55	2 1/4

Nominal length <i>l</i>	
Millimetre values	Inch values
60	—
65	2 1/2
70	2 3/4
75	3
80	3 1/4
85	—
90	3 1/2
(95)	3 3/4
100	4
(105)	4 1/4
110	4 1/2
(115)	—
120	4 3/4
(125)	—
130	5
140	5 1/2
150	6
160	—
170	6 1/2
180	7
190	7 1/2
200	8
220	9
240	—
260	10
280	11
300	12

The basic dimensions apply to the nominal lengths of bolts and screws (e.g. hexagon bolts, slotted head screws, cross recess head screws) and studs of both metric and inch sizes. The table indicates the comparable basic lengths in the two systems, but values are not intended to be identical.

Lengths in brackets should be avoided if possible.

FASTENERS

Thread Lengths for General Purpose Bolts

MACHINE DESIGN

FSR-68-03 9

The thread lengths shown apply to bolts (e.g. hexagon bolts). The formulae on which the calculation of the thread lengths was based are given below.

Formulae :

Millimetre Values		
Nominal Length l		Formulae
over	to	
—	125	$2d + 6$
125	200	$2d + 12$
200	—	$2d + 25$

Inch Values		
Nominal Length l		Formulae
over	to	
—	5	$2d + 1/4''$
5	8	$2d + 1/2''$
8	—	$2d + 1''$

Allocation of Thread Lengths to Bolt Diameters :

Dimensions in millimetres

Thread Diameter d			1.6	2	2.5	3	4	5	6	7	8	10	12	
Thread length b	for Nominal length l	Up to 125	9	10	11	12	14	16	18	20	22	26	30	
		over 125 to 200	—	—	—	—	—	—	—	—	—	28	32	36
		over 200	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Thread Diameter d			14	16	18	20	22	24	27	30	33	36	39
Thread length b	for Nominal length l	Up to 125	34	38	42	46	50	54	60	66	72	78	84
		over 125 to 200	40	44	48	52	56	60	66	72	78	84	90
		over 200	—	57	61	65	69	73	79	85	91	97	103

Thread Diameter d			42	45	48	52	56	60	64	68	72	76	80
Thread length b	for Nominal length l	Up to 125	90	96	102	—	—	—	—	—	—	—	—
		over 125 to 200	96	102	108	116	124	132	140	148	156	164	172
		over 200	109	115	121	129	137	145	153	161	169	177	185

Thread Diameter d			85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	140	150
Thread length b	for Nominal length l	Up to 125	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
		over 125 to 200	182	192	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
		over 200	195	205	215	225	235	245	255	265	275	285	305	325

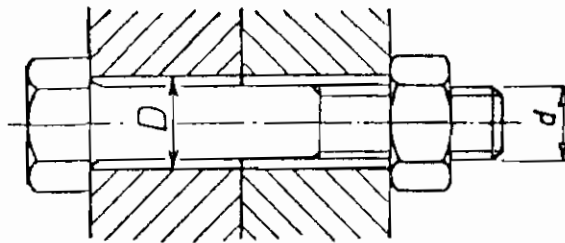
FASTENERS

Clearance Holes for Metric Bolts and Screws

MACHINE DESIGN

FSR-68-04

Clearance Holes for Metric Bolts and Screws



Dimensions in millimetres

Thread diameter d	Clearance holes D *)		
	Series		
	fine	medium	coarse
1.6	1.7	1.8	2
2	2.2	2.4	2.6
2.5	2.7	2.9	3.1
3	3.2	3.4	3.6
4	4.3	4.5	4.8
5	5.3	5.5	5.8
6	6.4	6.6	7
7	7.4	7.6	8
8	8.4	9	10
10	10.5	11	12
12	13	14	15
14	15	16	17
16	17	18	19
18	19	20	21
20	21	22	24
22	23	24	26
24	25	26	28
27	28	30	32
30	31	33	35
33	34	36	38
36	37	39	42
39	40	42	45

Thread diameter d	Clearance holes D *)		
	Series		
	fine	medium	coarse
42	43	45	48
45	46	48	52
48	50	52	56
52	54	56	62
56	58	62	66
60	62	66	70
64	66	70	74
68	70	74	78
72	74	78	82
76	78	82	86
80	82	86	91
85	87	91	96
90	93	96	101
95	98	101	107
100	104	107	112
105	109	112	117
110	114	117	122
115	119	122	127
120	124	127	132
125	129	132	137
130	134	137	144
140	144	147	155
150	155	158	165

*) The following tolerance zones are given for information only, for use where it is considered desirable to specify tolerances in national standards.

fine series : H 12, medium series : H 13, coarse series : H 14.

I. ÉTUDE DES FILETAGES

Classification des filetages.

D'après la forme du profil générateur:

Filet triangulaire: SI, Withworth, Sellers, Briggs, pas du gaz, Thury.

Filet trapézoïdal: norme NF E 03-002, système Acme.

Filet carré ou rectangulaire.

Filet rond (barres d'attelage de wagons de chemin de fer).

D'après le nombre de profils générateurs:

Vis à un filet.

Vis à plusieurs filets.

Filetage SI.

Historique. — Le filetage SI a été établi au Congrès International de Zurich, en 1898, par les principaux pays industriels utilisant le

système métrique (France, Suisse, Allemagne, Italie, etc.). Il a été dénommé *Système International* (SI) quoique n'englobant pas les pays anglo-saxons, qui utilisent des filetages cotés en pouces.

Filet. — Le profil générateur est un triangle équilatéral (60°, dans le plan axial de l'hélice) avec troncatures suivant norme E 03-001 reproduite au tableau I.

Diamètres. En 1898, à Zurich, l'accord international ne put être obtenu que pour les diamètres de filetage compris entre 6 et 80 mm.

Entre ces limites, la série des diamètres normaux de filetage SI a été fixée comme suit:

- de 1 en 1 mm, de 6 à 12 mm de diamètre,
- de 2 en 2 mm, de 12 à 24 mm de diamètre,
- de 3 en 3 mm, de 24 à 48 mm de diamètre,
- de 4 en 4 mm, de 48 à 80 mm de diamètre.

C'est pourquoi l'on trouve les diamètres des 27, 39 et 56 par exemple, qui (sauf pour les rivets), ne figurent pas dans des séries de diamètres normaux utilisés pour d'autres pièces (voir tableau II tiré de la norme E 27-012).

Tableau I Profil du filet SI conforme aux décisions du Congrès de Zurich 1898 d'après la norme E 03-001

Profil limite 1-2-4-5-8-9-12
 Profil de la vis 1-2-4-6-7-9-12
 Profil de l'écrou 1-3-5-8-10-11

Vide au fond des angles rentrants 5-6-7-8.

Ce vide est représenté sans arrondi au maximum autorisé $H/16$. C'est ainsi qu'il est le plus généralement choisi.

Le vide avec arrondi est représenté en haut de la figure.

Les vis mécaniques sont engendrées par l'enroulement à droite, en hélice, d'un triangle équilatéral tronqué dont le côté, placé parallèlement à l'axe du cylindre, est, avant troncature, égal au pas de la vis.

Forme du filet: Le triangle primitif équilatéral est tronqué par deux parallèles à la base menées respectivement au huitième de la hauteur à partir du sommet et de la base.

La hauteur du filet mesurée entre les troncatures est par suite égale aux trois quarts du triangle primitif.

En ce qui concerne le vide que présentent la vis et l'écrou au tout des angles rentrants du profil, l'approfondissement dû à ce vide ne devra pas dépasser un seizième de la hauteur du triangle primitif.

Aucune règle n'est tracée pour la forme de cet approfondissement: il est seulement recommandé d'employer le profil arrondi. La profondeur du filet peut ainsi atteindre les $13/16$ de la hauteur du triangle primitif.

Hauteur du filet = $\frac{3}{4} H$
 Profondeur du filet = $\frac{13}{16} H$
 $p = \text{pas}$ $H = 0,866 p$

$d =$ diamètre extérieur de la vis, ou diamètre nominal de la vis et de l'écrou.
 $\Delta =$ diamètre à flancs de filet
 $d_1 =$ diamètre du noyau
 $r = 0,054 p$

Tableau II Filetages à partir de 3 mm d'après la norme E 27-012

Diamètre nominal	Pas	Diamètre à flancs de filets	Diamètre du noyau	Section du noyau	Diamètre nominal	Pas	Diamètre à flancs de filets	Diamètre du noyau	Section du noyau
d	p	Δ	d_1	mm ²	d	p	Δ	d_1	mm ²
3	0,6	2,610	2,16	3,6	42	4,5	39,977	35,67	990
(3,5)	0,6	3,110	2,66	5,5	45	4,5	42,977	38,67	1 174
4	0,75	3,513	2,94	6,8	48	5	44,752	40,96	1 318
(4,5)	0,75	4,013	3,44	9,3	52	5	48,752	44,96	1 588
5	0,9	4,415	3,73	10,9	56	5,5	52,428	48,26	1 829
(5,5)	0,9	4,915	4,23	14,1	60	5,5	56,428	52,26	2 145
6	1	5,350	4,59	16,6	64	6	60,103	55,56	2 424
(7)	1	6,350	5,59	24,6	68	6	64,103	59,56	2 786
8	1,25	7,188	6,24	30,6	72	6	68,103	63,56	3 173
(9)	1,25	8,188	7,24	41,2	76	6	72,103	67,56	3 584
10	1,5	9,026	7,89	48,9	80	6	76,103	71,56	4 022
(11)	1,5	10,026	8,89	62,1	85	6	81,103	76,56	4 603
12	1,75	10,863	9,54	71,4	90	6	86,103	81,56	5 224
14	2	12,701	11,18	98,3	95	6	91,103	86,56	5 884
16	2	14,701	13,18	137	100	6	96,103	91,56	6 584
18	2,5	16,376	14,48	165	105	6	101,103	96,56	7 322
20	2,5	18,376	16,48	213	110	6	106,103	101,56	8 100
22	2,5	20,376	18,48	266	115	6	111,103	106,56	8 918
24	3	22,051	19,78	307	120	6	116,103	111,56	9 774
27	3	25,051	22,78	407	125	6	121,103	116,56	10 666
30	3,5	27,727	25,07	494	etc.	6			
33	3,5	30,727	28,07	619	de 5	6			
36	4	33,402	30,37	724	en	6			
39	4	36,402	33,37	875	5 mm	6			

Éviter les dimensions entre parenthèses pour les constructions neuves; ces dimensions sont réservées autant que possible pour les réparations.

Taraudage. — Il se fait selon les cas par tarauds (cf. B 620-20) ou à l'outil (cf. B 620-22) à l'aide de tours, aléseuses ou perceuses. L'avant-trou aura un diamètre au plus égal au diamètre nominal, moins le pas.

Métaux durs, notamment métaux ferreux : le travail au tour demande un jeu de tarauds ébaucheurs et finisseurs de diamètres croissants, si l'on désire obtenir une précision convenable.

Métaux tendres, notamment alliages légers : au point de vue des dimensions à donner au taraud, on distinguera deux cas :

taraudage pour goujons prisonniers : les filets devant, dans ce cas, donner un serrage énergique ; le diamètre sur flanc du taraud sera pris inférieur au diamètre théorique ;

taraudage pour vis : au contraire, les tarauds pour vis auront une cote sur flanc supérieure à la cote théorique.

Les tarauds utilisés seront exclusivement à filets rectifiés qui évitent le grippage du métal sur les flancs ; le taraud aura une coupe hélicoïdale en bout, inclinée de 15° environ avec une pente d'attaque de 20° environ.

Pour éviter le coincement du copeau au retour (sauf dans le cas des tarauds pour filets coniques) il ne faut pas détalonner les filets.

Les vitesses de coupe utilisées seront de 10 à 40 m/min suivant les possibilités de la machine.

Pour obtenir des filets pleins, on utilisera un foret pour l'avant-trou ayant au maximum un diamètre égal au diamètre nominal moins le pas ; on diminuera légèrement ce diamètre de foret avec les alliages spéciaux et l'A-U4G.

Cahier des charges. Essais de réception.

On se reportera utilement au projet de norme française Pr E 27-005 soumis à l'enquête publique n° 857 jusqu'au 31 mars 1954.

Ce projet indique notamment les qualités requises pour les matières premières, les spécifications et tolérances, les essais de réception (mode opératoire et résultats), la rédaction type des commandes.

Repérage des filetages à gauche.

Ce repérage est soumis à la norme E 27-004.

Tableau X		Vis - Corps de boulons - Goujons - Ecrous - Goupilles fendues Rondelles - Freins d'écrous									
Désignation	Schéma	Modèles dérivés	Symboles	Diam. usuels mm	Normes	Désignation	Schéma	Modèles dérivés	Symboles	Diam. usuels mm	Normes
VIS A MÉTAUX											
Tête hexagonale			H	3 à 80	E 27-025 26, 27 30, 31 27-311 et 315	Tête cylindrique		tête réduite et à bout pointu	CM à bout pointu	3 à 11	E 27-117
		réduit	H2	3,5 à 16	E 27-027 et 27-139			tête réduite et à cuvette	CH à cuvette	3 à 11	E 27-119
		à béton, tête réduite	HM à béton	3 à 39	E 27-125			tête réduite et à tétou	CM à tétou	3 à 39	E 27-124
Tête fraisée angle 30 à 120°			F/α avec α=30, 45, 60, 75, 120	1,8 à 36	E 27-113	Tête carrée		carré circonscrit	Q	3 à 80	E 27-111
		bombée	FB/α	1,8 à 16	E 27-113			réduite (carré inscrit)	QM	3 à 80	E 27-111
Tête fraisée angle 60°		bombée à bout pilote	FB bout pilote	4 à 12	E 27-127		et à bout pointu	QP à bout pointu	3 à 22	E 27-116	
				4 à 12	E 27-119		et à cuvette	QP à cuvette	3 à 22	E 27-119	
Tête cylindrique			C	1,8 à 36	E 27-112		à béton, tête carrée ordinaire	Q à béton	3 à 39	E 27-122	
		réduite	CM	1,8 à 36	E 27-112		à béton, tête carrée réduite	QM à béton	3 à 39	E 27-123 et 126	
		large	CL	1,8 à 36	E 27-112			R	1,8 à 36	E 27-112	

Tableau X (suite)

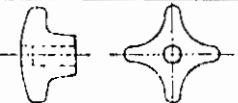
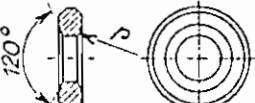
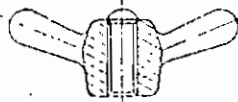
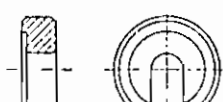
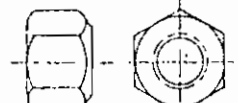
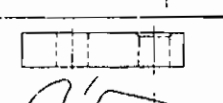


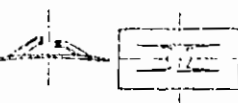
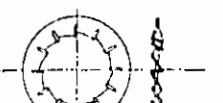
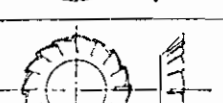
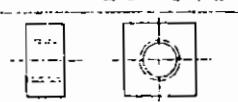
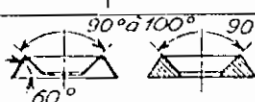

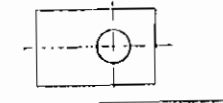
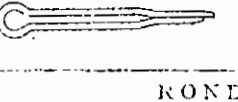
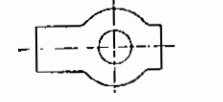
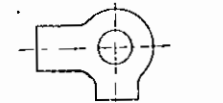

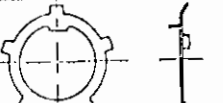

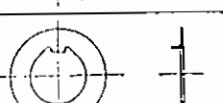
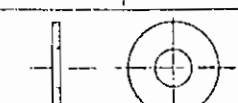
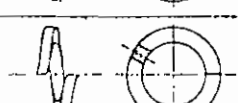
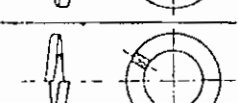
Vis à métaux (suite) - Vis à bois - Boulons sur fer

Dési- gnation	Schéma	Modèles dérivés	Sym- boles	Diam. usuel, mm	Normes	Dési- gnation	Schéma	Modèles dérivés	Sym- boles	Diam. usuel, mm	Normes			
Sans tête		à bout plat		3 à 22	E 27-114	Tête ronde				1,6	à E 27-141			
		à bout pointu		3 à 22	E 27-115					10				
		à cuvette		3 à 16	E 27-118					1,6	à E 27-142			
		à téton		3 à 39	E 27-121					10				
A six pans creux sans tête		à bout plat		6 à 24	E 27-162	Tête carrée				1,6	à E 27-143			
		à bout pointu		6 à 24	E 27-162					10				
		à cuvette		6 à 24	E 27-162									
		à téton		6 à 24	E 27-162									
de réglage				6 à 16	E 27-161	Tête hexagonale				H	3 à 80	E 27-311 et 315		
				6 à 16	E 27-161					réduit à pas fin	HZ	3,5 à 16	E 27-139	
				6 à 20	E 27-163	Tête carrée				Q	3 à 80	E 27-311 et 315		
		sans tête		4 à 36	E 27-164 et 165					avec ergot forgé	CE	6 à 80	E 27-312 et 315	
		à tête moletée		4 à 16	E 27-166	Tête cylindrique				avec ergot tourné	CET	6 à 80	E 27-312 et 315	
		à croi- sillon		8 à 16	E 27-167					avec ergot forgé	RE	4 à 60	E 27-313 et 315	
	De blocage		à quatre bras		16 à 24	E 27-168	Tête ronde				avec ergot tourné	RET	4 à 60	E 27-313 et 315
			clé de violon		6 à 16	E 27-209 et 214					avec ergot forgé	F/a E	4 à 60	E 27-314 et 315
			tête hexa- gonale SI		20 à 36	E 27-215	Tête fraisée bombée (α de 30° à 120°)				avec ergot forgé	FB/2 E	4 à 60	E 27-314 et 315
					4 à 10	E 27-169					avec ergot tourné	ET	4 à 60	E 27-314 et 315
A tête plate - Pour rondet flaque perçus les boulons vis et rivets pressés					7 à 10	E 27-303	Tête fraisée bombée (α de 30° à 120°)				Toutes têtes sauf tête ronde	AA	6 à 52	E 27-357
					7 à 10	E 27-303					Toutes têtes sauf tête ronde	A	6 à 52	E 27-357

Tableaux X (suite)		Boulons à bois - Boulons divers - Goujons - Ecrous sur fer											
Désignation	Schéma	Modèles dérivés	Symboles	Pr. ou. usuels	Normes	Désignation	Schéma	Modèles dérivés	Symboles	Pr. ou. usuels	Normes		
				mm						mm			
BOULONS A BOIS													
Tête carrée r6e large			QI.	12 à 30	E 27-341	Six pans		extra légère		16 à 50	Pr R 932-10 automobile		
		avec ergot	F/120 E	5 à 30	E 27-342			réduit à pas fin	HZ	3 à 16	E 27-429		
Tête fraisée 120°		collet carré	F/120 X	5 à 30	E 27-342			à embase			16 à 80	E 27-452	
		avec ergot	FB/120 E	5 à 30	E 27-342			normal	HK	6 à 80	E 27-414 et 484		
Tête fraisée boudinée 120°		collet carré	FB/120 X	5 à 30	E 27-342			haut	HKZ	6 à 80	E 27-451		
			J	5 à 30	E 27-351			réduit à pas fin haut, non dégagé	HKZ	3 à 16	E 27-429 et 484		
Tête boudinée collet carré (M 1,5 à 1,75)						Six pans à creux		réduit à pas fin haut, dégagé	HKZ	3 à 16	E 27-429 et 484		
De roue		ordinaire	F/30	6 à 16	E 27-352			réduit à pas fin haut, dégagé	HKZ	3 à 16	E 27-429 et 484		
		à collet carré	F/30 X	6 à 16	E 27-352			réduit à pas fin bas	HKZ bis	11 à 16	E 27-429 et 481		
De charme		à ergot	F/90 E ou F/75 E	8 à 16	E 27-353		Carré			Q	3 à 80	E 27-412	
		à collet carré	F/90 X	8 à 16	E 27-354							3 à 80	E 27-413
GOUJONS													
Goujon				6 à 80	E 27-241	Borgne		à calotte fixe		10 à 80	E 27-453		
								à calotte rapportée		3 à 20	R 932-04		
ECROUS SUR FER													
Six pans			normal	H	1,8 à 80	E 27-411	A oreilles plates			O	3 à 18	E 27-454	
			bas	H bis	1,8 à 80	E 27-411						4 à 16	E 27-455
			très bas	H ter	1,8 à 80	E 27-411							

Tableau X (suite)

Ecrous sur fer - Ecrous sur bois - Goupilles - Rondelles - Freins d'écrous

Désignation	Schéma	Modèles dérivés	Symboles	Diam. usuels mm	Normes	Désignation	Schéma	Modèles dérivés	Symboles	Diam. usuels mm	Normes
A croi- sillon				8 à 16	E 27-456	A portée sphérique				4 à 36	E 27-615
A qua- tre bras				16 à 24	E 27-457	Fondue		amovible		4 à 36	E 27-616
A portée sphérique				4 à 36	E 27-458			pivotante		4 à 36	E 27-617
A mi- écrous				4 à 36	Pr R 932-09 (Automobile)	De sécurité à crans		plates crans extérieurs		3 à 24	E 27-618
Lamelle					Pr R 932-05 (Automobile)			plates crans intérieurs		3 à 24	E 27-618
ECRUS SUR BOIS								concave		3 à 24	E 27-618
Carré		large	QL	3 à 50	E 27-412	Cuvettes				3 à 14	E 27-619
GOUPILLES						FREINS D'ÉCROUS					
Hérisées			V	1 à 12	E 27-484	Rectan- gulaire				6 à 50	E 27-614
Plates fendues				10 x 6 à 16 x 8	E 27-485	Droit à aileron				6 à 80	E 27-614
RONDELLES						D'équerre à ailerons				6 à 80	E 27-614
Plate		étroit (usinée)	Z	3 à 16	E 27-611	Rondelle pour écrous à encoches				6 à 200	Pr. R 933-03
		moyen (brute ou usinée)	M	3 à 80	E 27-611	Circulaire pour écrous six pans				16 à 50	Pr. R 933-04
Grosse		large (brute)	L	3 à 80	E 27-611						
		normale	W	3 à 80	E 27-612						
	réduites	WZ	3 à 30	E 27-613							

Pour la table analytique des matières, voir la page-titre qui précède le présent texte.

BIBLIOGRAPHIE

- ① Joseph E. Shigley -
 - Mechanical Engineering Design 3^e.
 - McGraw-Hill Book Company.
 1977.
- ② Georges Henriot. -
 - Traité théorique et pratique
 des engrenage 1 (5^e ed)
 - DUNOD Technique.
 1975.
- ③ C.H. Jensen. -
 - Dessin Industriel.
 - Mc Graw-Hill - Montréal.
 1972.
- ④ Robert FONTAINE. -
 - Construction Mécanique
 Aide-memoire Tome 1 et 2.
 - DUNOD
 1967.

LES CATALOGUES :

- Les Roulements; Technologie, Calculs,
 Dimensions.
 - Publication réalisée par un groupe de
 professeurs et d'ingénieurs. 1974.

- Boston Gear Catalog 60
1969
- Boston Gear Mechanical Products
Catalog M.P. 76 .
1976 .