



Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers



Office National des Chemins de Fer du Maroc

RAPPORT DE STAGE

Sujet : Dimensionnement d'un dispositif de montage et de démontage des tampons de choc

Réalisé par : AIT AZZOUZ Aziz
GHOUDAN Hafid

Année universitaire :2001/2002

SOMMAIRE

Introduction	1
Première partie :	
I / Historique de l'ONCF.....	2
1) Statut de l'ONCF	2
2) Rôle de l'ONCF.	2
II/ Représentation de l'ONCF.....	3
1) Organigramme de l'ONCF.....	3
2) Rôle des sections liées à la direction générale.....	4
III/ Représentation des ateliers d'entretien de meknès.....	5
1)Organigramme des ADEM.....	6
2) Services des ADEM	7
Deuxième partie :	
I/ presentation de sujet	9
II/ Description de fonctionnement de système	9
III/ Calculs préliminaire.....	10
IV/Dimensionnement du reducteur.....	11
1)Calcul des paramètres des roues du premier étage.....	12
2)Calcul des paramètres des roues du deuxième étage.....	14
3)Calcul des roulements de réducteur.....	15
V/Calcul de la vis de transmission.....	20
1)Vérification de la résistance mécanique de la vis.....	20
2)Calcul des roulements de guidage de la vis.....	28
3)Calcul de vérification de la vis.....	29
VI/Dimensionnement de chariot.....	30
1)calcul des roulements.....	30
2)Dimensionnement du bras presseur.....	32
VII/Dimensionnement du pince.....	33
1)Etude statique du pince.....	33
2)Recherche des dimensions des bras du pince.....	34
3)Dimensionnement de l'arbre DE.....	36

VIII/Vérification des contacts critiques dans le système.....	37
1)Contact entre l'arbre de bras de pince et le bâti.....	37
2)Contact des roulements du chariot et le coulisseau du bâti.....	37
Conclusion	39
Annexes	

REMERCIEMENT

Au terme de ce modeste travail, je tiens à exprimer mes vifs remerciements à Monsieur BOUIDIDA le directeur de l'ENSAM-MEKNES, le corps administratif et professoral, pour les conseils, les directives et les encouragements prodigués le long de notre formation.

J'exprime aussi ma profonde gratitude à Monsieur ALLOUAH le directeur des ADEM, Monsieur BASSRAOUI et tout les agents de service technique pour leur soutien moral et technique.

Je suis particulièrement reconnaissant envers tous les enseignants à l'ENSAM-MEKNES qui n'hésite pas un instant de mettre à la disposition des étudiants le jus de leurs expériences.

Enfin, je remercie tous ceux qui ont contribué de près ou de loin de mener à terme mon stage.

Première partie

La description de

L'ONCF

deuxième partie

La conception d'un dispositif de montage & de démontage des tampons de choc





INTRODUCTION

L'ONCF est un établissement public qui joue un rôle très important dans le secteur du transports et de marchandises.

Pour ce faire, il comprend plusieurs centres de maintenance, de réparation et de déport. Parmi ces centres on trouve les Gros Ateliers d'Entretien de Meknès. Ces derniers contiennent des ateliers de maintenance et de réparation des locomotives diesels, des voitures ... en plus ils disposent d'une fonderie qui est la seule du genre de l'ONCF sur l'échelle nationale.

L'importance de la partie mécanique, dans les ateliers de Meknès, nous a encouragés de choisir un sujet dans ce domaine.

Dans ce rapport nous allons, en premier lieu faire la description de l'ONCF par un historique sur le développement de l'ONCF. En deuxième lieu nous allons faire une présentation des travaux effectués par Les Ateliers de Meknès.

Dans la deuxième partie de ce stage on va se restreindre à faire l'étude du sujet de stage, il s'agit de la conception d'un dispositif de montage et de démontage des tampons de choc. Ces derniers constituent les éléments

d'amortissement des chocs entre voitures et locomotives par l'intermédiaire des ressorts qu'ils contiennent.

I) Historique de l'ONCF :

Les chemins de fer au Maroc ont passé essentiellement par trois étapes :

- **Première étape :** dès le début de protectorat français, le but des chemins de fer, construites à voie de 0.6m, est la commerce et l'utilisation militaire (ils avaient atteints 1500 Km en 1922).
- **Deuxième étape :** en 1923 un réseau à voie de 1.435 m remplaçait celui déjà existant. ce réseau était construit et exploité par une compagnie Franco-espagnol et trois compagnies Françaises.
- **Troisième étape :** la construction de l'office national des chemins de fer (ONCF) en 1923 par le Dahir N° 1-63-225 du 24 Rabia1 1383 (5 Août 1963).

On peut ajouter à ça :

?? La mise en service de la deuxième voie reliant Casablanca et Rabat et du train navette rapide (TNR).

?? Les exploitations de la nouvelle ligne reliant Nouacer et Jorf.

1) Statut de l'ONCF :

L'ONCF est un établissement public à caractère industriel et commercial doté de la personnalité civile et l'autonomie financière et placer sous la tutelle administration du ministère du transport.

2) Rôle de l'ONCF :

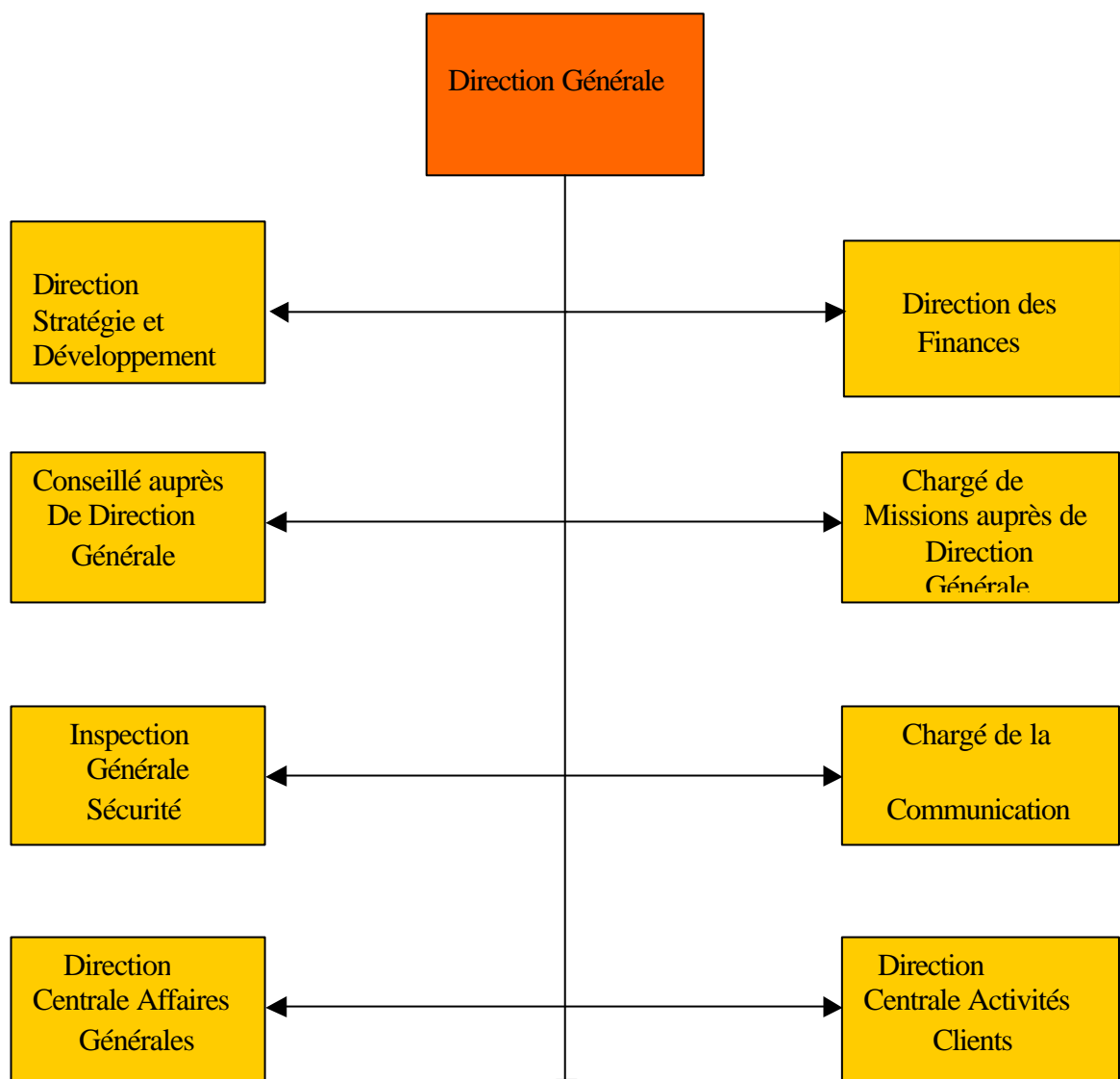
L'ONCF joue un rôle envers l'économie marocaine suivant deux volets :

- ? ?En sa qualité de transporteur de personne et des marchandises.
- ? ?En tant que client puisqu'il contribue à des achats annuels de matière de production.

Donc les chemins de fer au Maroc ont subi une transformation structurale jusqu'à la construction de l'ONCF. Ce dernier doit fonctionner continuellement et dans l'ordre ce qui impose d'importants moyens économiques et humains.

II) Représentation de l'ONCF :

1) Organigramme de l'ONCF :



Direction Central
Infrastructures
Et Circulation

2) Rôles des sections liées à la direction générale

Direction stratégie et développement :

Elle définit la stratégie de mise en œuvre des différentes ressources de l'ONCF et assure le progrès et le déroulement de ses projets d'investissement et d'exploitation.

Inspection générale sécurité :

Elle permet la sécurité des réseaux en identifiant les risques inattendus et assiste à tous les grands axes d'amélioration de système de sécurité.

Direction finances :

Elle permet de chercher la méthode de giration des ressources financières par la bonne gestion du trésorier, tout en prenant en compte les imprévus.

Chargé de la communication :

Il cherche à définir la politique globale de la communication et d'image.

Direction centrale affaires générales :

Elle facilite la tâche des directions opérationnelles : ressources humaines, juridique, moyens généraux et informatique

Direction centrale infrastructure et circulation :

Elle assure la mise à disposition optimale et en toute sécurité des infrastructures ferroviaires nécessaires à la réalisation des objectifs de vente fixés à la direction centrale activité.

Direction centrale activité :

Elle a un rôle très important, en vente par le rôle de coordination entre le commercial et le producteur, en marketing par la définition de la stratégie commerciale et marketing de l'entreprise et en production par la gestion de matériel et son entretien.

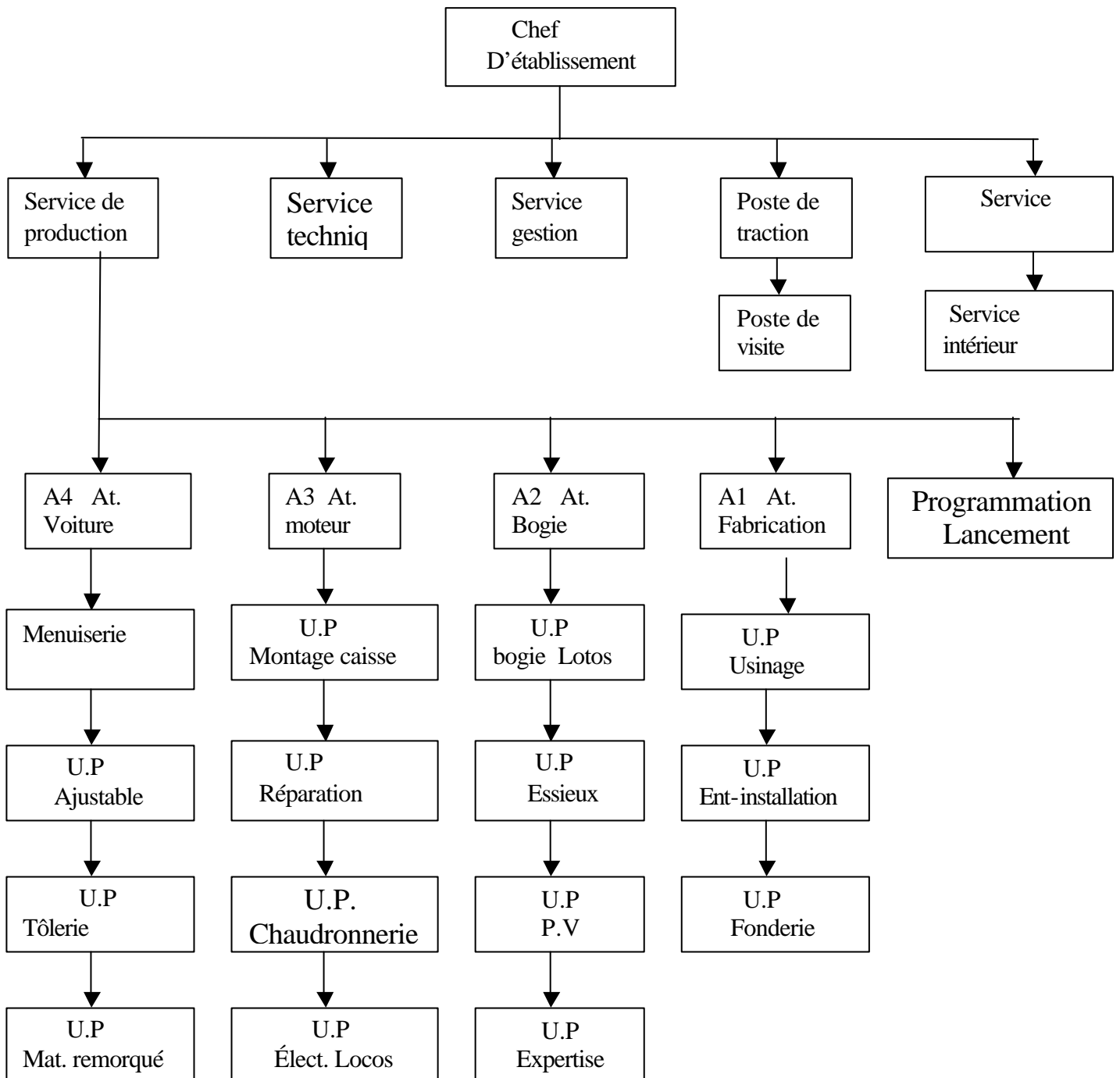
III) Représentation des Ateliers d'Entretien de Meknès (ADEM) :

Il s'agit d'un établissement qu'ont pour but l'entretien et la maintenance de matériels ferroviaires à voyageurs et à marchandises.

Pour cela ils ont comme responsabilités :

- ④ Les révisions périodiques.
- ④ Les révisions accidentelles.
- ④ Production des semelles de freins et coussinets de paliers des locomotives.
- ④ Production de l'eau distillée pour batteries.

1) ORGANIGRAMME DES ADEM :



2) services des ADEM :

a) Service technique :

Il a pour but de regrouper tous les documents techniques suivant leur nature dans des casiers, ce qui rend difficile leur manipulation

b) Service de production :

Il a sous sa responsabilité les quatre ateliers d'entretien :

Atelier A1 : Atelier Usinage et Fonderie

En premier lieu il est chargé de la fabrication mécanique sur machines outils (tours, fraiseuses, affûteuses.) Pour assurer la fabrication des pièces usées.

En second lieu, la production par moulage : une semelle de frein pour une grande série et des pièces unitaires en cas de besoin.

Atelier A2 : Atelier bogie essieux frein

Dans cette partie on traite la partie bogie des voitures ou locomotives pour voyageurs ou celle pour la marchandise.

La partie bogie comprend et le support sur lequel repose le corps de locomotive.

LES essieux comportent :

↗ ↘ Deux paliers où on monte les roulements.

↗ ↘ Deux roues.

☞ Une roue dentée qui engrène avec la roue dentée de du moteur e traction pour transmettre le mouvement aux roues.

☞ En essieu axe qui est un arbre qui joigne les deux roues.

Atelier A3 : Atelier Assemblage Matériel Moteur

Il est constitué de deux parties l'une électrique et l'autre thermique.

A3 Thermique :

Il s'occupe de moteur diesel de sa réparation et de son entretien.

A3 Electrique :

Il est chargé de l'électricité du locomotif diesel et des moteurs électriques.

Atelier A4 : Atelier Assemblage Matériel Remorqué

Il est chargé de l'électricité des voitures ainsi que de système de climatisation.

I/ PRESENTATION DE SUJET :

Lors des entretiens que subissent les voitures, les wagons et les locomotives, il est indispensable de faire l'entretiens des tampons de choc. Ces dernières représentent les éléments d'amortissement de choc entre les voitures ou les wagons. Cette opération, qui nécessite le montage du tampon, se fait a l'aide d'un système classique, dangereux et difficile à manipuler.

Le système choisi consiste à faire la conception d'une table presseuse à vis entraînée par un moteur électrique et équipée d'un pince de serrage.

Le schéma cinématique de l'ensemble est représenté ci dessous :

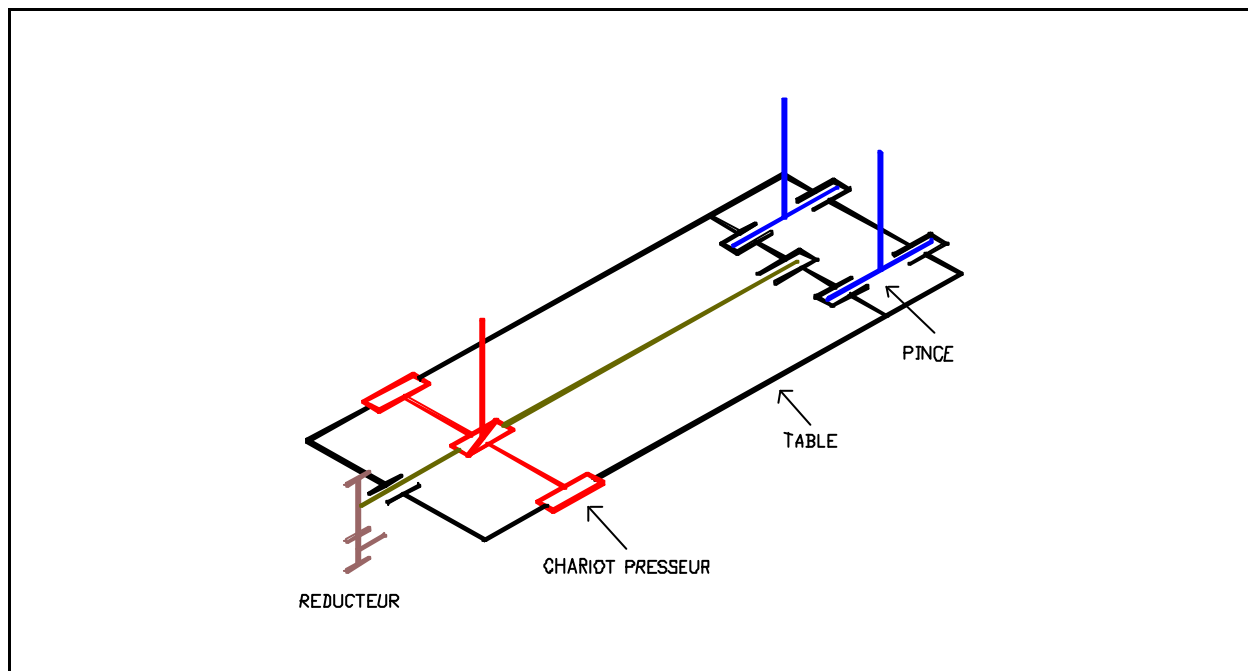


Figure :schéma cinématique de l'ensemble.

II/ DESCRIPTION DE FONCTIONNEMENT DE SYSTEME:

A fin d'enlever la clavette du tampon de choc, dont le schéma descriptif est représenté ci-dessous, on assure la fixation du boisseau par le pince, puis on applique une force de compression sur le plongeur à l'aide du chariot presseur.

La manipulation doit se faire d'une manière lente d'ou la nécessité d'un réducteur de vitesse.

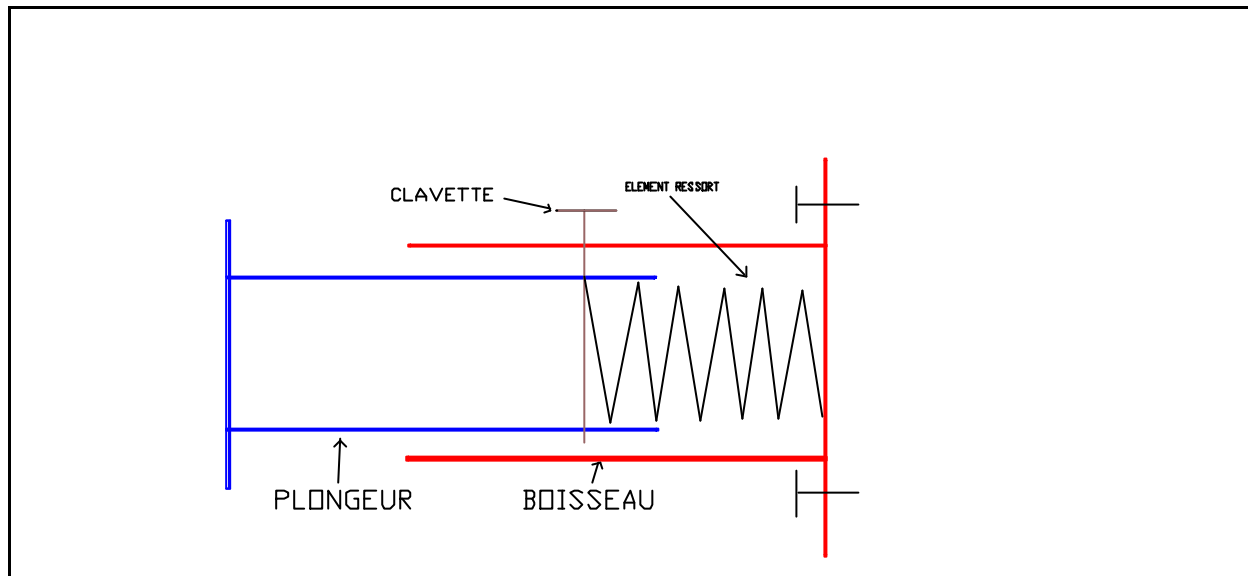


Figure :schéma descriptif du tampon de choc.

III/ CALCULS PRELIMINAIRE: ✍

D'après les courbes de compression statique(voir annexes pagel) pour différentes valeurs de nombre des éléments ressorts utilisées, on constate qu'il faut appliquer une force qui dépasse $2 \cdot 10^4 \text{N}$ afin de libérer la clavette.

Dans notre calcul on va prendre une force maximale plus sécurisante : $F_{\text{max}} = 6 \cdot 10^4 \text{N}$

Hypothèses :

Moteur :

- moteur LS90L
- Puissance $P_m = 1.8 \text{Kw}$
- vitesse nominale $N_n = 1450 \text{tr/min}$

Réducteur :

- réducteur à deux étages
- le rendement ($\eta = 1$)

Vis :

-vis Tr50*8-7e

-diamètre nominale $d=50\text{mm}$

-pas $P=8\text{mm}$

-angle de filet ($\alpha=15^\circ$)

-angle d'hélice ($\beta=\arctan(P/(d_{\text{moy}}))$), $d_{\text{moy}}=d-0.5P$

~~Le rendement de la liaison hélicoïdale :~~

D'après les calculs théorique ana la formule du rendement du vis:

$$\eta_v = \tan(\alpha) / (\tan(\alpha + \beta))$$

$$\text{avec } \beta = \arctan(f / \cos(\alpha))$$

f:facteur de frottement acier/acier $f=0.1$

$$\text{AN: } \eta_v = 0.346$$

~~Les marges des vitesses de déplacement du chariot et de rotation de vis:~~

*Les vitesses minimales :

La puissance utile s'écrit $P_u = P_m \cdot \eta_v \cdot \eta_r$

$$\text{avec } P_u = F_{\text{max}} \cdot V_{\text{ch.min}}$$

d'ou la vitesse minimale du chariot :

$$V_{\text{ch.min}} = P_m \cdot \eta_v \cdot \eta_r / F_{\text{max}} \quad \text{AN : } V_{\text{ch.min}} = 10.38 \text{mm/s}$$

La vitesse de rotation minimale du vis :

$$\eta_{\text{min}} = V_{\text{min}} \cdot 2\pi / P \quad \text{AN : } \eta_{\text{min}} = 77.85 \text{tr/min}$$

*Les vitesses maximales:

La vitesse maximale aura lieu lors du fonctionnement à vide ou $N=1500\text{tr/min}$

$$V_{\text{max}} = V_{\text{min}} \cdot N / N_n \quad \text{AN} \quad V_{\text{max}} = 10.74 \text{mm/s}$$

$$\eta_{\text{max}} = V_{\text{max}} \cdot 2\pi / P \quad \text{AN} \quad \eta_{\text{max}} = 80.53 \text{tr/min}$$

~~Rapport de réduction du réducteur de vitesse:~~

Selon les vitesses calculées on aura : $R = \eta / N$

$$\text{AN : } R = 0.053686$$

IV/DIMENSIONNEMENT DU REDUCTEUR:

Il s'agit d'un réducteur à train simple à deux étages d'engrenages à denture droite. La conception portera sur l'engrenage, les roulements et les arbres.

Hypothèses:

-Pour une première approximation on prendra le nombre de dents du pignon 1 : $Z_1=20$? $Z_2=114$

-Durée de vue 5.10^3 h

-Longueur de la denture $b=k.m=12.m$

-Rapport du première étage : $R_1=0.1754$

-Rapport du deuxième étage : $R_2=0.306$

1) Calcul des paramètres des roues du premier étage :

On commencera nos calculs par une méthode simple pour le calcul du module m_1 et puis on le vérifie par les deux autres méthodes :

1/Méthode préliminaire

Selon les calculs de l'RDM on a la formule suivante :

$$m = (10.94C_1 / (k.Z_1.(?a/s)))^{1/3}$$

-Le couple d'entrée : $C_1=30.Pm/(?.N)$

-La largeur de la denture : $b=k.m$

-La contrainte admissible (voir annexes page 2) : avec acier allié 41C4 $R_m=980\text{dN/mm}$? $?a=180\text{dN/mm}^2$

-Le coefficient de sécurité : $s=2.5$

$$AN : m = 1.96\text{mm}$$

Donc on prend le module normalisé : $m_1 = 2\text{mm}$

2/Vérification à la rupture par fatigue :

Selon la méthode ISO on a :

$$F_{tmax} = ?_{adm} . b . m_1 . k_v . k_a . k_1 . k_m / (Y_f . Y_s)$$

-la contrainte admissible : $?_{adm}=180\text{Mpa}$

-Le facteur de durée : $k_1=(10^7/N)^{0.1}$, N : nombre de cycle

$$? k_1 = 0.6839$$

-Le facteur de forme : d'après l'abaque (voir annexes page 2) avec le déport $X=0$ et l'angle de pression $=20^\circ$? $Y_f=2.78$

-Le facteur de rapport de conduite $y_{\gamma} = 1/\gamma = ((1-X_1)U_1 + (1-X_2)U_2)^{-1}$,
d'après l'abaque (voir annexes page 3) :

avec $y_1 = y_2 = 1 (U_1 = 0.8, U_2 = 0.93)$? $y_{\gamma} = 0.578$

-Le facteur de vitesse (voir annexes page 3) : avec Groupe IV, qualité moyenne, $A=3$? $k_v = 0.573$

-Le facteur de service (voir annexes page 4) : avec degré de choc II, durée de fonctionnement = 12h/j ? $k_a = 0.8$

-Le facteur de porté (voir annexes page 4) : avec $b/d_1 < 1$? $k_m = 1$

$$\text{d'ou } m^3 = 2 \cdot C_1 \cdot y_{\gamma} \cdot \gamma / (\gamma_{\text{adm}} \cdot k \cdot k_v \cdot k_a \cdot k_1 \cdot k_m \cdot Z_1)$$

$$\text{AN : } m = 1.41 \text{ mm}$$

Donc le module m_1 vérifie la rupture à la fatigue, puisque $m_1 > m$

3/Vérification à la pression superficielle :

La première étape pour la détermination de module consiste à vérifier la pression superficielle pour éviter l'usure de la denture qui se provoquera avant la rupture.

$$F_{t\text{max}} = \gamma_{\text{Ha}}^2 \cdot m_1 \cdot b \cdot Z_1 \cdot C_n \cdot k_v \cdot k_a \cdot k_m \cdot k_H / (Z_e \cdot Z_c \cdot Z_b)^2$$

-Pression superficielle admissible d'après l'abaque (voir annexes page 5) : avec dureté Brinell superficielle $HB = 292.5$

$$\gamma_{\text{Ha}} = 950 \text{ Mpa}$$

-Le facteur de rapport : $C_n = (Z_1 + Z_2) / Z_2$ AN : $C_n = 0.85$

-Le facteur de durée d'après l'abaque (voir annexes page 5) avec durée = $5 \cdot 10^3$ h, $N = 1500$ tr/min ? $k_H = 0.52$

- k_a, k_m, k_v prennent les mêmes valeurs que précédemment

-Le facteur du matériaux : $Z_e = (0.35E)^{1/2}$ AN : $Z_e = 271108.83$

-Le facteur de longueur de contact : $Z_b = (4 - \gamma) / 3)^{1/2}$

$$\text{AN : } Z_b = 0.869$$

-Le facteur géométrique : $Z_c = (\sin \gamma \cos \gamma)^{-1/2}$ AN : $Z_c = 1.7639$

$$\text{d'ou } m^3 = 2 \cdot (Z_e \cdot Z_c \cdot Z_b)^2 \cdot C_1 / (\gamma_{\text{Ha}}^2 \cdot k \cdot Z_1^2 \cdot C_n \cdot k_v \cdot k_H \cdot k_m \cdot k_a)$$

$$\text{AN : } m = 1.67 \text{ mm}$$

Donc la valeur de m_1 vérifie la pression superficielle tant que $m_1 > m$

4/Calcul des glissements spécifique :

D'après l'abaque (voir annexes page 6) avec $y_1=y_2=1$, $\gamma=20^\circ$

$$g_{smax1}=0.8, g_{smax2}=1.8$$

Les glissements spécifiques sont différents, ce qui provoque l'usure des dents, donc nous sommes invités de faire une correction des dentures.

D'après l'abaque (voir annexes page 6) avec $Z_1+Z_2>60$ donc :

$$X_1=-X_2=-0.6 \quad ? \quad Y_1=1.6, Y_2=0.4$$

D'après l'abaque (voir annexes page 6) on aura $g_{s1max}=g_{s2max}=1.4$

En effet, les glissements s'égalent pour les déports
 $X_1=-X_2=-0.4$

2) Calcul des paramètres des roues du deuxième étage :

*La vitesse d'entrée du deuxième étage :

$$N_2=N.R_1 \quad \text{AN : } N_2=263.1 \text{ tr/min}$$

*Effort tangentiel du deuxième étage :

$$C_2=30.P_m/\gamma.N_2 \quad \text{AN : } C_2=67.58 \text{ Nm}$$

1/Méthode préliminaire :

De la même manière que le premier étage, on prend $Z_3=20$ et on trouve $Z_4=65$, $m=3.4975 \text{ mm}$

Le module juste supérieure normalisé est $m_2=3.5$

2/Vérification à la rupture par fatigue : ✍

On aura $k_1=0.813$, $y_\gamma=0.588$

$\gamma_{adm}, k_f, k_v, k_a, k_m$ et y_f prennent les mêmes valeurs

$$\text{AN : } m=2.39 \text{ mm}$$

Donc le module m_2 vérifie la rupture par fatigue puisque $m_2>m$

3/Vérification à la pression superficielle :

On aura $k_H=0.71$, $C_n=0.764$, $Z_b=0.876$

$Z_e, Z_c, \gamma_{Ha}, k_a, k_v$ et k_m restent avec les mêmes valeurs

$$\text{AN : } m=2.8 \text{ mm}$$

En effet la valeur du m_2 vérifie la pression superficielle

4/Calcul des glissements spécifique : ✍

Suivant le même déroulement on trouve $g_{s1max}=1.2$, $g_{s2max}=3.5$

prenons $X_1=-X_2=-0.4$? $g_{s1max}=g_{s2max}=1.5$.

Conclusion:

Connaissant les valeurs de m_1, X_1 et X_2 on calcul les paramètres nécessaires pour le taillage des engrenages du premier étage :

$d=m.Z$	$d_1=40$	$d_2=228$
$da=d+2.m(1+X)$	$da_1=33.4$	$da_2=234.4$
$df=d-2.m(1.25-X)$	$df_1=32.6$	$df_2=225.4$
$db=d.\cos(?)$	$db_1=37.587$	$db_2=214.25$
$s'=m.(?/2+2.X.\text{tag}?)$	$s'_1=2.268$	$s'_2=4$
$s=m.?/2$	$s_1=3.1415$	$s_2=3.1415$

Connaissant les valeurs de m_2, X_1 et X_2 on calcul les paramètres nécessaires pour le taillage des engrenages du deuxième étage :

$d=m.Z$	$d_3=70$	$d_4=227.5$
$da=d+2.m(1+X)$	$da_3=74.2$	$da_4=237.3$
$df=d-2.m(1.25-X)$	$df_3=65.95$	$df_4=221.55$
$db=d.\cos(?)$	$db_3=65.778$	$db_4=213.7$
$s'=m.(?/2+2.X.\text{tag}?)$	$s'_3=4.478$	$s'_4=6.517$
$s=m.?/2$	$s_3=5.4977$	$s_4=5.4977$



3) Calcul des roulements de réducteur :

*Schéma cinématique :

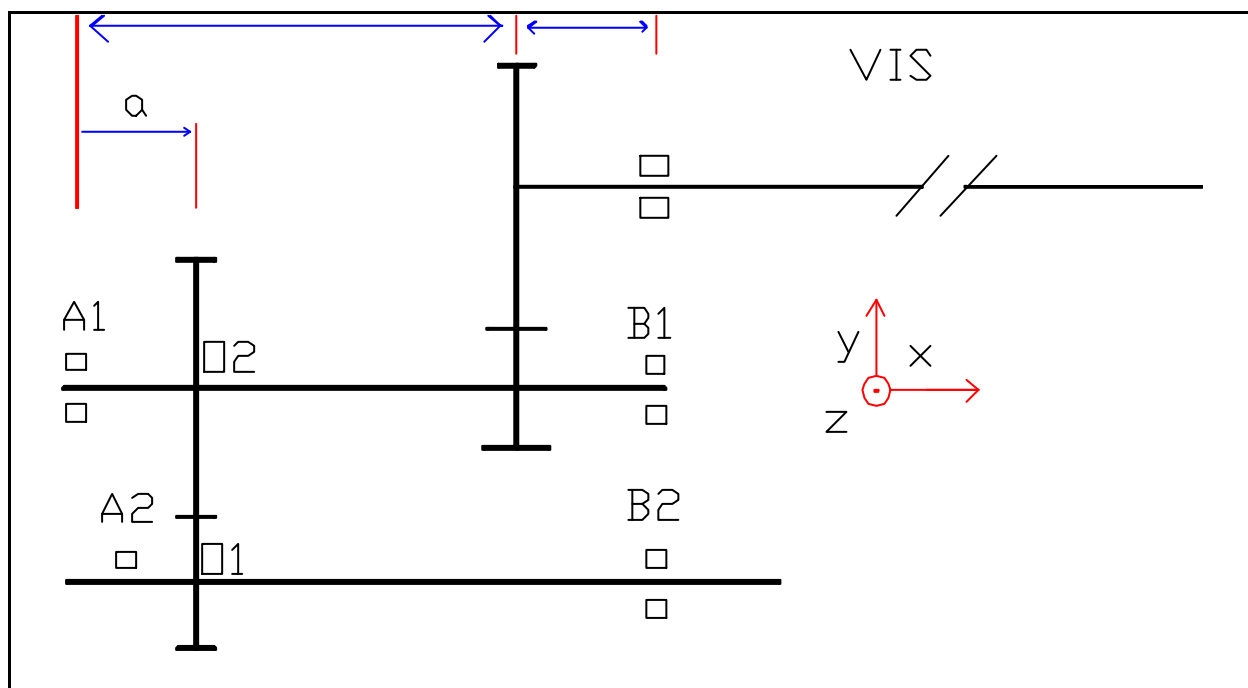


figure représentatif du schéma cinématique du réducteur.

1/Etude statique du pignon 1 :

Les efforts appliqués sur l'arbre 1 sont :

$$\text{-L'action du moteur : } T_{m/1} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & C_1 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} O_1$$

$$\text{-L'action du roulement } A_2 : T_{A2/1} = \begin{pmatrix} X_1 & 0 & 0 \\ Y_1 & a.Z_1 & 0 \\ Z_1 & a.Y_1 & 0 \end{pmatrix} O_1$$

$$\text{-L'action du roulement } B_2 : T_{B2/1} = \begin{pmatrix} X_2 & 0 & 0 \\ Y_2 & b.Z_2 & 0 \\ Z_2 & b.Y_2 & 0 \end{pmatrix} O_1$$

$$\text{-L'action de la roue 2 : } T_{R2/1} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & C_2 \\ 2.C_1 \tan \alpha / d_1 & 0 & 0 \\ 2.C_1 / d_1 & 0 & 0 \end{pmatrix} O_1$$

Selon le principe fondamental de la statique (PFS) on a :

$$X_1 + X_2 = 0 \quad Y_1 = 2.C_1 \tan \alpha \cdot b / (d_1(a+b))$$

$$Y_1 + Y_2 - 2.C_1 \tan \alpha / d_1 = 0 \quad Y_2 = 2.C_1 \tan \alpha \cdot a / (d_1(a+b))$$

$$Z_1 + Z_2 + 2.C_1 / d_1 = 0 \quad Z_1 = -2.C_1 \cdot b / (d_1(a+b))$$

$$a.Z_1 - b.Z_2 = 0 \quad Z_2 = -2.C_1 \cdot a / (d_1(a+b))$$

$$-a.Y_1 + b.Y_2 = 0$$

Par suite les efforts radiaux équivalents :

$$F_1 = (Y_1^2 + Z_1^2)^{1/2} = 2.C_1 (b \tan \alpha)^2 + a^2)^{1/2} / (d_1(a+b))$$

$$F_2 = (Y_2^2 + Z_2^2)^{1/2} = 2.C_1 ((a \tan \alpha)^2 + b^2)^{1/2} / (d_1(a+b))$$

Donc les charges dynamiques de base :

$$C_{\min} = F \cdot L_{10}^{1/3} \quad \text{avec } L = N \cdot T = 450 \text{ Mtrs}$$

T est la durée de vie du roulement

AN : prenons $a = 42 \text{ mm}$, $b = 124 \text{ mm}$, $T = 5000 \text{ h}$, $N = 1500 \text{ tr/min}$

$$C_{\min 1} = 1686 \text{ N}, C_{\min 2} = 3418 \text{ N}$$

Pour $d = 25 \text{ mm}$ on choisit $C = 11200 \text{ N}$ (voir annexes page 7)

2/Etude statique de l'arbre intermédiaire :

Les efforts radiaux appliqués sur l'arbre sont :

$$\text{-L'action de la roue 2 : } T_{R2/2} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & C_2 \\ 2.C_2 \tan \alpha / d_2 & 0 & 0 \\ 2.C_2 / d_2 & 0 & 0 \end{pmatrix} O_2$$

$$\text{-l'action du roulement } A_1 : T_{A1/2} = \begin{Bmatrix} X1 & 0 \\ Y1 & a.Z1 \\ Z1 & a.Y1 \end{Bmatrix}_{O2}$$

$$\text{-l'action du roulement } B_1 : T_{B1/2} = \begin{Bmatrix} X2 & 0 \\ Y2 & b.Z2 \\ Z2 & b.Y2 \end{Bmatrix}_{O2}$$

$$\text{-l'action de la roue 3 : } T_{R3/2} = \begin{Bmatrix} 0 & C2 \\ 2.C2 \cdot \tan g / d3 & (b-a)C2 / d3 \\ 2.C2 / d3 & (b-a)C2 \cdot \tan g / d3 \end{Bmatrix}_{O2}$$

Selon le PFS on a :

$$\begin{aligned} X1 + X2 &= 0 \\ Y1 + Y2 + 2.C_2 \cdot \tan g (1/d_2 - 1/d_3) &= 0 \\ Z1 + Z2 - 2.C_2(1/d_3 + 1/d_2) &= 0 \\ a.Z1 - b.Z2 + 2.C_2(b-a)/d_3 &= 0 \\ -a.Y1 + b.Y2 - 2.C_2 \cdot \tan g (b-a)/d_3 &= 0 \end{aligned}$$

D'ou :

$$Y1 = 2.C_2 \cdot \tan g (a/d_3 - b/d_2) / (a+b)$$

$$Y2 = 2.C_2 \cdot \tan g (b/d_3 - a/d_2) / (a+b)$$

$$Z1 = 2.C_2(b/d_2 + a/d_3) / (a+b)$$

$$Z2 = 2.C_2(a/d_2 + b/d_3) / (a+b)$$

AN : prenons a=42mm b=142mm on a :

$$Y1=16.28N, Y2=470.25N, Z1=932.32N, Z2=1292.64N$$

3/Dimensionnement d'arbre :

Calcul des efforts interieurs :

Pour $0 < x < a$:

$$\text{-action du roulement } A_1 : T_{A1/2} = \begin{Bmatrix} X1 & 0 \\ Y1 & x.Z1 \\ Z1 & x.Y1 \end{Bmatrix}_G$$

$$\text{-action du tronçon 2 : } T_{2/2} = \begin{Bmatrix} N & Mt \\ T1 & Mf1 \\ T2 & Mf2 \end{Bmatrix}_G$$

Selon le PFD on a :

$$\begin{aligned} N &= -X1 & N &= 0 \\ T2 &= -Y1 & T2 &= -16.28N \\ T3 &= -Z1 & T3 &= -932.32N \\ Mt &= 0 & Mt &= 0 \text{ N} \\ Mf1 &= -x.Z1 & Mf1 &= -932.32x \end{aligned}$$

$$Mf2 = x \cdot Y1$$

$$Mf2 = 16.28x$$

Pour $a < x < b$:

-action du roulement A_1 : $T_{A1/2}$

$$\text{-action de la roue 2 : } T_{2/2} = \begin{matrix} \updownarrow & 0 & \updownarrow \\ \updownarrow & 2.C_2 \cdot \tan g / d_2 & \updownarrow \\ \updownarrow & 2.C_2 / d_2 & \updownarrow \end{matrix} \begin{matrix} C_2 \\ 2(x \cdot a).C_2 / d_2 \\ 2(x \cdot a).C_2 \tan g / d_2 \end{matrix} \begin{matrix} \updownarrow \\ \updownarrow \\ \updownarrow \end{matrix} \begin{matrix} \\ \\ G \end{matrix}$$

-action du tronçon 2 : $T_{2/2}$

Selon le PFS on a :

$$N = 0$$

$$N = 0$$

$$T1 = -(Y1 + 2.C_2 \cdot \tan g / d_2)$$

$$T1 = -232.52N$$

$$T2 = -(Z1 - 2.C_2 / d_2)$$

$$T2 = 338.21N$$

$$Mt = -C_2$$

$$Mt = -67.58Nm$$

$$Mf1 = -(Z1 - 2.C_2 / d_2)x - 2.a.C_2 / d_2$$

$$Mf1 = -338.21x - 24.95 \text{ (Nm)}$$

$$Mf2 = (Y1 + 2.C_2 \cdot \tan g / d_2)x - 2.a.C_2 \cdot \tan g / d_2 \quad Mf2 = 232.52x - 9 \text{ (Nm)}$$

Pour $b < x < a+b$:

-Action du roulement $A1$: $T_{A1/2}$

-Action de la roue 2 : $T_{2/2}$

$$\text{-Action de la roue 3 : } T_{R3/2} = \begin{matrix} \updownarrow & 0 & \updownarrow \\ \updownarrow & 2.C_2 \cdot \tan g / d_3 & \updownarrow \\ \updownarrow & 2.C_2 / d_3 & \updownarrow \end{matrix} \begin{matrix} C_2 \\ 2(x \cdot b).C_2 / d_3 \\ 2(x \cdot b).C_2 \tan g / d_3 \end{matrix} \begin{matrix} \updownarrow \\ \updownarrow \\ \updownarrow \end{matrix} \begin{matrix} \\ \\ G \end{matrix}$$

-Action du tronçon 2 : $T_{2/2}$

Selon le PFS on a :

$$N = -X1$$

$$N = 0$$

$$T1 = -(Y1 + 2.C_2 \cdot \tan g (1/d_2 - 1/d_3))$$

$$T1 = 470.25N$$

$$T2 = -(Z1 - 2.C_2(1/d_2 + 1/d_3))$$

$$T2 = -1592.64N$$

$$Mt = 0$$

$$Mt = 0$$

$$Mf1 = -(Z1 - 2.C_2(1/d_2 + 1/d_3))x - 2.C_2(a/d_2 - b/d_3) \quad Mf1 = 1592.64x - 264.37$$

$$Mf2 = (Y1 + 2.C_2 \cdot \tan g (1/d_2 - 1/d_3))x - 2.C_2 \cdot \tan g (a/d_2 - b/d_3)$$

$$Mf2 = -470.25x + 78.14$$

*Représentation des efforts internes:

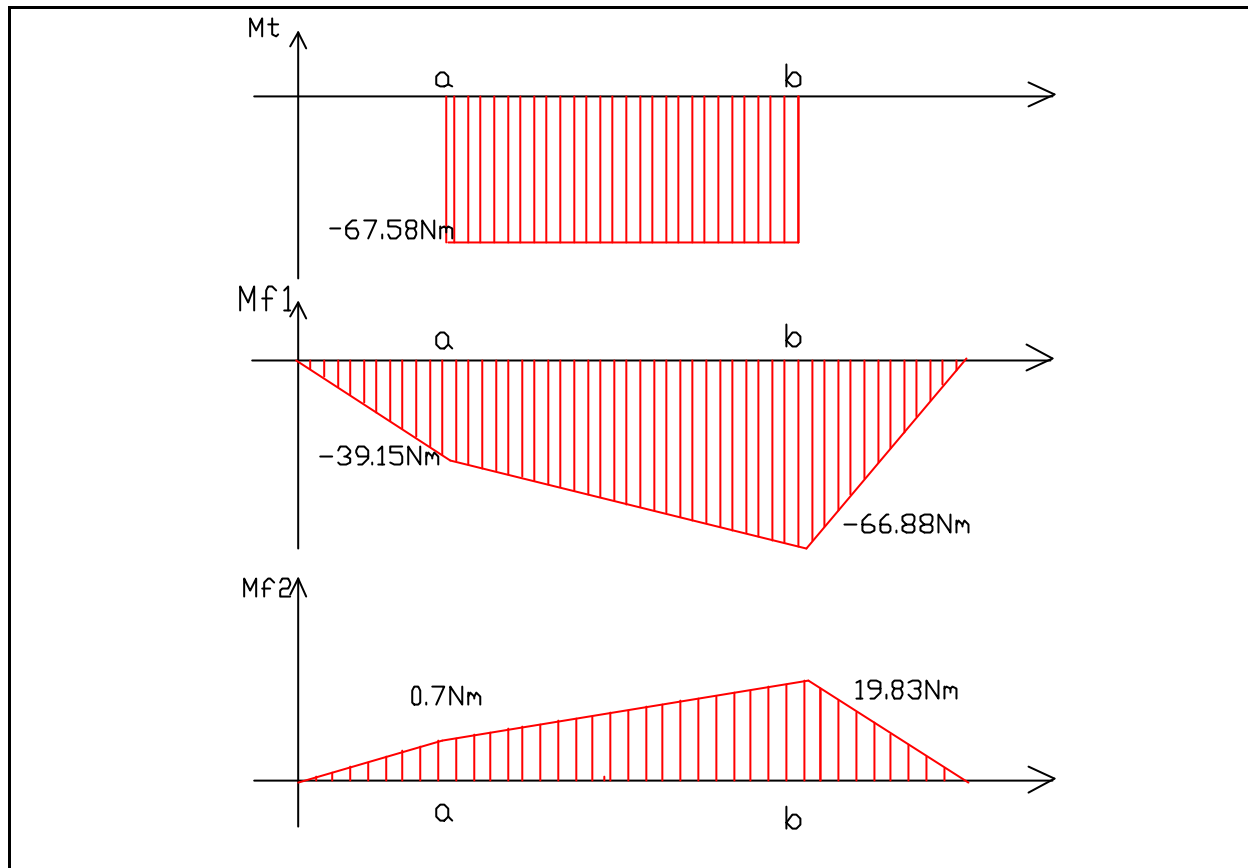


figure : l'allure des efforts internes d'arbre intermédiaire
 D'après les courbes , la section la plus sollicitée est celle du roue 3 , en effet le dimensionnement portera sur cette section en tenons compte l'existence d'une rainure de clavette et d'un épaulement dans cette section.

***Hypothèses :**

- Arbre d'acier XC42 de diamètre $d=40\text{mm}$
- Clavette normalisée (voir annexes page 7)
- Les coefficients d'entaille (voir annexes page 8) :

$$k_{to}(\text{clavette})=6, \quad k_{to}(\text{nervure})=1.8, \quad k_{tf}=1.8$$

Selon le critère de Von Mises on a :

$$\sigma_{eq.cal} = \left((32 \cdot k_{tf} \cdot M_f / \pi \cdot d^3)^2 + 3(16 \cdot k_{to} \cdot M_t / \pi \cdot d^3)^2 \right)^{1/2}$$

$$\text{AN : avec } M_t = 67.58 \text{ Nm}, \quad M_f = (M_{f1}^2 + M_{f2}^2)^{1/2} = 69.76 \text{ N}$$

$$\sigma_{eq.cal} = 102 \text{ Mpa}$$

Le diamètre d vérifie le critère de Von Mises puisque le coefficient de sécurité vaut $s = \sigma_{adm} / \sigma_{eq.cal} = 1.76$

***Calcul des roulements A1 et B1 :**

On a : $P1=(Y1^2+Z1^2)^{1/2}$ $P1=932.46N$

$P2=(Y2^2+Z2^2)^{1/2}$ $P2=1375.5N$

Pour une durée de vie de 5000h et la vitesse N_2 on a la charge dynamique de base :

$C_{min}=P.L_{10}^{1/3}$ AN : $C_{min1}=3999.8$ $N, C_{min2}=5900.3N$

Pour un diamètre de $d=25$ on prend les roulement de $C=11200N$ (voir annexes page 7)

V/CALCUL DE LA VIS DE TRANSMISSION:

1)Vérification de la résistance mécanique de la vis :

*Modélisation du montage de vis :

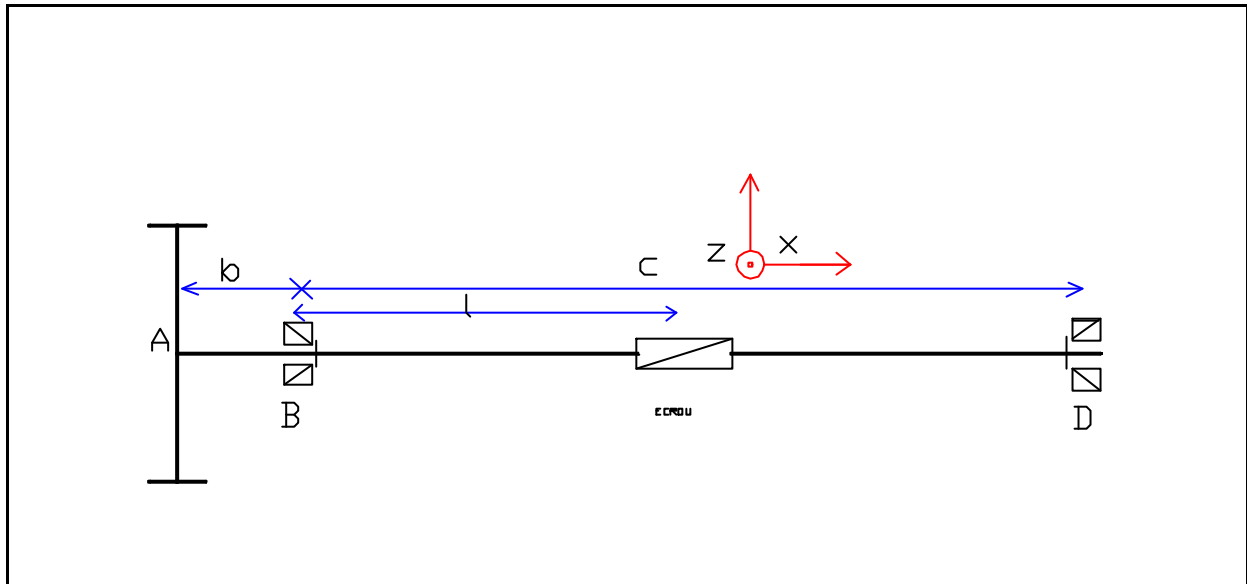


figure :représentation du montage du vis

1/Calcul des efforts extérieurs :

La vis est soumise à :

-L'action de la roue 4 : $T_{R4/V} = \begin{pmatrix} 0 & C \\ 2.C3.tan g / d4 & 2.b.C3 / d4 \\ 2.C3 / d4 & 2.b.C3.tan g / d4 \end{pmatrix}_B$

-L'action du roulement D : $T_{D/V} = \begin{pmatrix} Xb & 0 \\ Yb & 0 \\ Zb & 0 \end{pmatrix}_B$

-L'action de l'écrou : $T_{E/V} = \begin{pmatrix} F & C3 \\ Xc & Nc \\ Zc & Mc \end{pmatrix}_B$

-L'action du roulement B : $T_{B/V} = \begin{pmatrix} Xd & 0 \\ Yd & c.Zd \\ Zd & c.Yd \end{pmatrix}_B$

Selon le PFS on a :

$$\begin{aligned} X_b + X_c + X_d &= 0 \\ Y_b + Y_c + Y_d + 2 \cdot C_3 \cdot \tan \alpha / d_4 &= 0 \\ Z_b + Z_c + Z_d + 2 \cdot C_3 / d_4 &= 0 \\ M_c - Z_c \cdot x + 2 \cdot b \cdot C_3 / d_4 - c \cdot Z_d &= 0 \\ N_c + Y_c \cdot x - 2 \cdot b \cdot C_3 \cdot \tan \alpha / d_4 + c \cdot Y_d &= 0 \end{aligned}$$

Le système est de 5 équations à 10 inconnus, en effet notre système est hyperstatique de degré 5, les inconnus Y_c, Z_c, M_c et N_c ne peuvent être déterminées par les seules équations de la statique.

Pour résoudre ce problème on a envisagé de remplacer la liaison d'encastrement chariot-écrou par une liaison rotule :

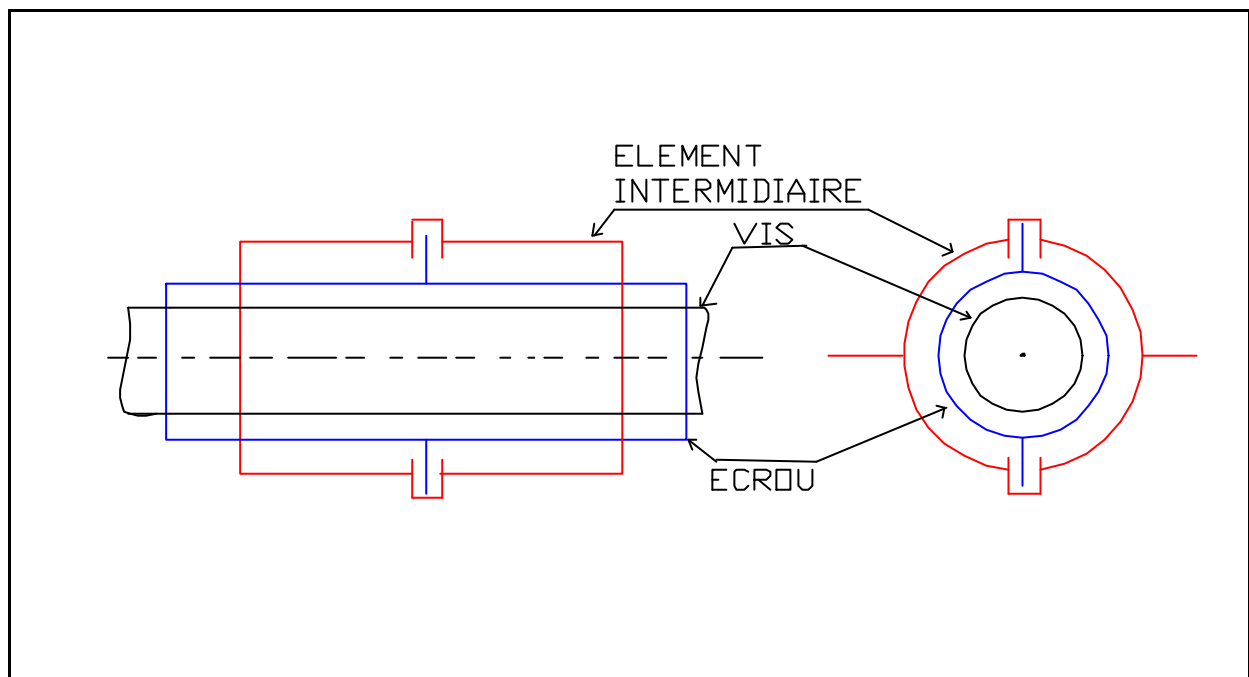


Figure : représentation de la liaison chariot-écrou.

Ainsi on aura éliminé les composantes Y_c, Z_c, M_c et N_c .

Le montage du vis sera fait d'une manière à supporter l'effort en compression, ce qui entraîne l'élimination du composante X_d .

On trouve :

$$X_b = F$$

$$Y_b = -2 \cdot C_3 \cdot \tan \alpha \cdot (b+c) / (d_4 \cdot c)$$

$$Z_b = -2 \cdot C_3 \cdot (b+c) / (d_4 \cdot c)$$

$$Y_d = 2 \cdot b \cdot C_3 \cdot \tan \alpha / (d_4 \cdot c)$$

$$Z_d = 2 \cdot b \cdot C_3 / (d_4 \cdot c)$$

2/Calcul des efforts intérieurs:

Pour $0 < x < b$:

Le tronçon 1 est soumis à :

$$\text{-L'action de la roue 4 : } T_{R4/V} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 2 \cdot C_3 \cdot \tan \alpha / d_4 \\ 2 \cdot C_3 / d_4 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} C_3 \\ 2 \cdot C_3 \cdot x / d_4 \\ 2 \cdot C_3 \cdot \tan \alpha \cdot x / d_4 \end{Bmatrix}_G$$

$$\text{-L'action du tronçon 2 : } T_{2/V} = \begin{Bmatrix} N \\ T_1 \\ T_2 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} M_t \\ M_{f1} \\ M_{f2} \end{Bmatrix}_G$$

Selon le PFS on a :

$N = 0$	$N = 0$
$T_1 = -2 \cdot C_3 \cdot \tan \alpha / d_4$	$T_1 = -705.1 \text{ N}$
$T_2 = -2 \cdot C_3 / d_4$	$T_2 = -1937.3 \text{ N}$
$M_t = -C_3$	$M_t = -220.85 \text{ N}$
$M_{f1} = -2 \cdot C_3 \cdot x / d_4$	$M_{f1} = -1937.3x \text{ (Nm)}$
$M_{f2} = 2 \cdot C_3 \cdot \tan \alpha \cdot x / d_4$	$M_{f2} = 705.11x \text{ (Nm)}$

-Pour $b < x < b+d$:

Le tronçon 1 est soumis à :

$$\text{-L'action de la roue 4 : } T_{R4/B}$$

$$\text{-L'action du roulement B : } T_{B/V} = \begin{Bmatrix} X_b \\ Y_b \\ Z_b \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} 0 \\ (x-b)Z_b \\ (x-b)Y_b \end{Bmatrix}_G$$

$$\text{-L'action du tronçon 2 : } T_{2/V}$$

Selon le PFS on a :

$N = -F$	$N = -6 \cdot 10^4 \text{ N}$
$T_1 = 2 \cdot b \cdot C_3 \cdot \tan \alpha / (d_4 \cdot c)$	$T_1 = 109.3 \text{ N}$
$T_2 = 2 \cdot b \cdot C_3 / (d_4 \cdot c)$	$T_2 = 300.3 \text{ N}$
$M_t = -C_3$	$M_t = -220.85 \text{ Nm}$
$M_{f1} = 2 \cdot C_3 \cdot b / (d_4 \cdot c) \cdot (x - (b+c))$	$M_{f1} = 300.3x - 277.47 \text{ (Nm)}$
$M_{f2} = -2 \cdot C_3 \cdot b \cdot \tan \alpha / (d_4 \cdot c) \cdot (x - (b+c))$	$M_{f2} = -109.3x + 101 \text{ (Nm)}$

Pour $b+d < x < c$:

Le tronçon 1 est soumis à :

$$\text{-L'action de la roue 4 : } T_{R4/V}$$

-L'action du roulement B : $T_{B/V}$

-L'action d'écrou : $T_{E/V} = \begin{pmatrix} F & C_3 \\ 0 & 0 \\ 0 & G \end{pmatrix}$

-L'action du tronçon 2 : $T_{2/V}$

Selon le PFS on a :

$$N = 0$$

$$N = 0$$

$$T1 = 2.b.C_3.tang\alpha / (d_4.c)$$

$$T1 = 109.3N$$

$$T2 = 2.b.C_3 / (d_4.c)$$

$$T2 = 300.3N$$

$$Mt = 0$$

$$Mt = 0$$

$$Mf1 = 2.C_3.b / (d_4.c) (x - (b+c))$$

$$Mf1 = 300.3x - 277.47$$

$$Mf2 = -2.C_3.b.tang\alpha / (d_4.c) (x - (b+c)) \quad Mf2 = -109.3x + 101$$

Les diagrammes représentatifs de l'évolution des différentes sollicitations sont donnés ci dessous :

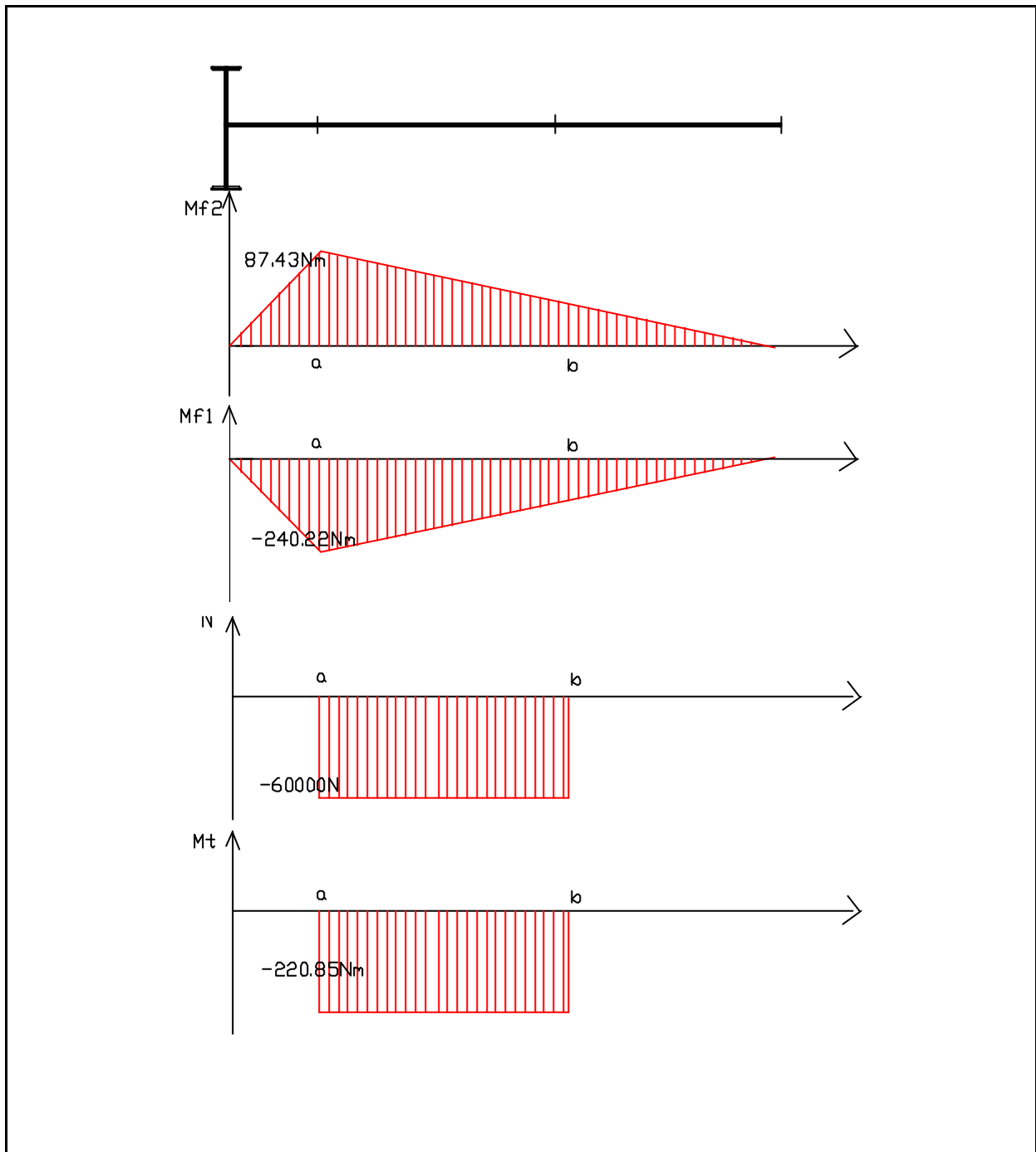


Figure : les diagrammes représentatifs des sollicitation interne du vis.

3/Vérification de l'RDM à la résistance :

Pour tous les calculs qui vont suivre, on se place dans la section réputée dangereuse (matérialisée par le point B).

Remarque :

L'expérience montre que la contribution réelle des efforts tranchants T1 et T2 est faible, ce qui conduit souvent à les négliger.

Dans la section B on aura un épaulement que l'on doit tenir en compte.

Les coefficients d'entaille d'épaulement selon l'annexes page 8 :

$$K_{to}=2.2, \quad k_{tf}=1.8, \quad k_{tt}=2.8$$

Selon le critère de Tresca on a la contrainte équivalente de calcul:

$$\sigma_{eq.cal} = \sqrt{\left(\frac{4NK_u}{d^2}\right)^2 + \left(\frac{32M_f K_{tf}}{d^3}\right)^2 + 4\left(\frac{16M_t K_{to}}{d^3}\right)^2}^{1/2}$$

$$AN : M_f = (M_1^2 + M_2^2)^{1/2}$$

$$\sigma_{eq.cal} = 208 \text{ Mpa}$$

Cette contrainte est inférieure à la contrainte admissible du matériaux d'ou la validité de la vérification à la résistance mécanique de l'arbre.

4/Calcul à la fatigue de la vis :

Le système subit des sollicitations variables au cours de son fonctionnement, ce type de sollicitations entraîne des variations cycliques des contraintes d'ou l'influence du phénomène de fatigue.

Dans notre cas on peut représenter les différentes contraintes dans le point le plus sollicité de la vis suivant le diagramme ci-dessous :

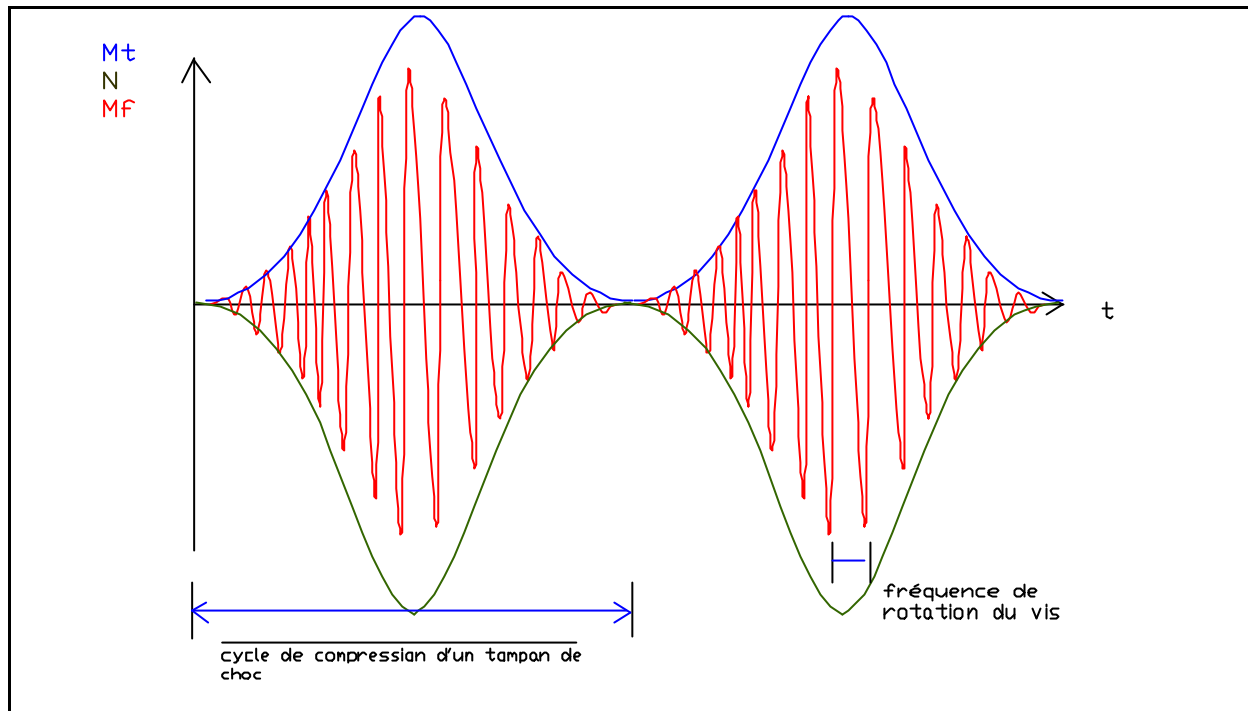


figure: l'allure des contraintes internes en fonction du temps

Remarque :

L'allure de M_t et N restent pratiquement proche à la sinusoïde de période égale au temps nécessaire au traitement d'un tampon de choc, tandis que celle de M_f est une sinusoïde de fréquence égale la fréquence de rotation de vis et d'amplitude variable .

La vérification à la fatigue sera faite à partir du diagramme de Haigh, puisque cette méthode générale permet de calculer un arbre à la fatigue quelque soit le type de sollicitation.

***Contrainte équivalente moyenne σ_{em} :**

Selon le critère de Von Mises en comportement statique, en tenons compte des coefficients de concentration des contraintes statique (k_{tt}, k_{tf}, k_{to}) relatifs aux sollicitations de traction, flexion et torsion (voir annexes page 8,9) :

$$\sigma_{me} = [(k_{tt} \cdot \sigma_{mt} + k_{tf} \cdot \sigma_{mf})^2 + 3(k_{to} \cdot \sigma_m)^2]^{1/2}$$

avec $\sigma_{mt} = (\sigma_{tmax} + \sigma_{tmin}) / 2 = N / (2 \cdot S)$

$$\sigma_{mf} = (\sigma_{fmax} + \sigma_{fmin}) / 2 = 0$$

$$\sigma_m = (\sigma_{max} + \sigma_{min}) / 2 = 8 \cdot C_3 / (\sigma \cdot d^3)$$

$$\text{AN : } \sigma_{mt}=23.88\text{Mpa}, \quad \sigma_{mf}=0 \text{ Mpa}, \quad \sigma_m=8.16\text{Mpa}, \\ \sigma_{em}=73.7\text{Mpa}$$

***Contrainte équivalente alternée σ_{ea} :**

Selon le critère de Von Mises et les coefficients d'entaille dynamique respectifs k_{ft} , k_{ff} et k_{fo} (voir annexes page 8,9) :

$$K_{ff}=1.566, \quad k_{ft}=1.716, \\ k_{fo}=1.716$$

$$\sigma_{ea}=[(k_{ft}.\sigma_{at}+k_{ff}.\sigma_{af})^2+3(k_{fo}.\sigma_a)^2]^{1/2}$$

Avec σ_{af} , σ_{at} et σ_a sont respectivement des contraintes alternées dues aux sollicitations de traction, flexion et torsion:

$$\text{On a : } \sigma_{at}=(\sigma_{tmax}-\sigma_{tmin})/2=N/(2.S) \\ \sigma_{af}=(\sigma_{fmax}-\sigma_{fmin})/2=32.C_3.b/(\sigma.d^3.d_4.\cos?) \\ \sigma_a=(\sigma_{max}-\sigma_{min})/2=8.C_3/(\sigma.d^3)$$

$$\text{AN: } \sigma_{at}=23.88\text{Mpa}, \quad \sigma_{af}=18.8\text{Mpa}, \quad \sigma_a=8.16\text{Mpa} \\ \sigma_{at}=74.5\text{Mpa}$$

***Contrainte équivalente de calcul (σ_{mc} , σ_{ac}):**

En tenant compte des coefficients de géométrie k_e et de surface k_s (voir annexes page 10) :

$$\text{On a : } k_e=0.85 \quad k_s=0.9 \\ \sigma_{mc}=\sigma_{em}, \quad \sigma_{ac}=\sigma_{ea}/k_s.k_e \\ \text{AN: } \sigma_{mc}=73.7\text{Mpa}, \quad \sigma_{ac}=97.4\text{Mpa}$$

Remarque:

Les coefficients k_e et k_s sont liés seulement à la sollicitation dynamique.

***Coefficients de sécurité :**

Selon le diagramme de Haigh on a le coefficient de sécurité :

$$S_d=\sigma_d/(\sigma_{ac}+\sigma_{cm}.\sigma_d/R_m)$$

La limite de la fatigue $\sigma_d=0.5R_m$ puisque $R_m=620<1300\text{Mpa}$

$$\text{AN : } \sigma_d=310\text{Mpa} \quad S_d=2.3$$

Conclusion :

Le coefficient de sécurité reste beaucoup plus réaliste vis à vis de la réalité toute en prenons en compte toutes les sollicitations et les concentration de contraintes.

2) Calcul des roulements de guidage de la vis

Le montage utilisé est le suivant :

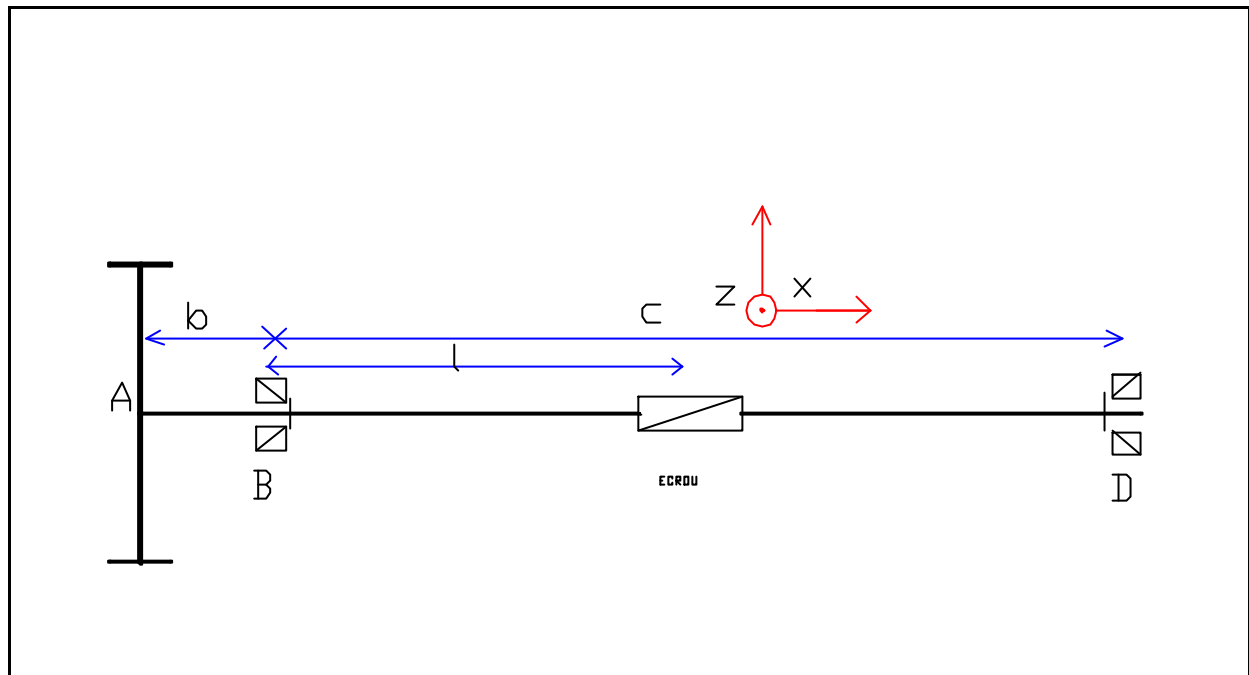


figure :représentation du montage du vis

B et D sont deux roulements à rouleaux conique d'angle égale à 15°

D'après l'étude déjà faite pour le vis on a :

$$Y_b = 814.4 \text{ N}$$

$$Y_d = 109.3 \text{ N}$$

$$Z_b = 2237.5 \text{ N}$$

$$Z_d = 300.3 \text{ N}$$

Donc, les efforts radiaux appliqués sur les roulements B et D:

$$P_B = (Y_b^2 + Z_b^2)^{1/2}$$

$$P_D = (Y_d^2 + Z_d^2)^{1/2}$$

$$A_N : P_B = 2381.1 \text{ N}$$

$$P_D = 319.6 \text{ N}$$

L'effort axial supporté par le roulement est: $F_a = 6.10^4 \text{ N}$

Donc on a : $e = 1.5 \tan 15^\circ = 0.4$

$$F_a / P_B = 25.2 > e$$

$$\text{donc : } X_B = 0.4 \quad \text{et}$$

$$Y_B = 0.4 \cot 15^\circ = 1.49$$

$$F_a / P_D = 187.7 > e$$

$$\text{donc : } X_D = 0.4 \quad \text{et} \quad Y_D = 1.49$$

On a : $FB/YB=1598N$, $FD/YD=214.5N$ donc
 $FB/YD > FD/YB$

$$\text{Et } Fa > FB / (2 \cdot YB) - FD / (2 \cdot YD)$$

$$FD_a = FD / (2 \cdot YD) \quad \text{AN: } FD_a = 107.3 \text{ N}$$

$$FB_a = Fa + FD_a \quad \text{AN: } FB_a = 6.01 \cdot 10^4 \text{ N}$$

$$\text{On a: } FB_a / FB > e \quad \text{d'ou } PB = XB \cdot FB + YB \cdot FB_a \quad PB = 90501.4 \text{ N}$$

$$FD_a / FD < e \quad \text{d'ou } PD = FD$$

$$PD = 319.6 \text{ N}$$

Pour une durée de vie de 5000h on a : $L_{10} = 24 \text{ Mtr}$

La charge dynamique de base : $C_{\min} = (L_{10})^{3/10} \cdot P$

$$\text{AN : } C_{\min 1} = 234811.2 \text{ N}$$

$$C_{\min 2} = 829.3 \text{ N}$$

En conclusion, pour assurer le guidage en rotation de la vis, il faut utilisé dans la position B une roulement de charge dynamique de base $C_1 > C_{\min 1}$ et dans la position B une roulement de charge dynamique de base $C_2 > C_{\min 2}$.

Pour $d=65$ on prend $C_1 = 24600 \text{ N}$

Pour $d=35$ on prend $C_2 = 48400 \text{ N}$ (voir annexes page 7)

3) Calcul de vérification de la vis : ✍

Dans tous ce qui suit, la vis est supposée non pré chargé axiale ment.

1/La rigidité axiale :

On a intérêt à savoir le défaut de positionnement de l'écrou, du à la déformation de la vis, noté δ_e .

Cette déformation est maximale lorsque l'écrou est à course complète, donc :

$$\delta_e = F \cdot c / (E \cdot S)$$

avec :

F : effort axial de l'écrou sur la vis.

c : longueur de la vis, $c = 0.8 \text{ m}$

S : section de la vis $S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 1.96 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$

E : module de Youngue de la vis, $E = 210 \text{ Gpa}$

On obtient $\delta_e = 173.16 \mu\text{m}$

Si on néglige la déformation de l'écrou, la rigidité globale de la vis est environ $346.5\text{N}/\mu\text{m}$

2/Flambage de la vis :

La vis, étant en compression, peut subir de flambage.

L'effort maximum admissible que peut être supporter par la vis est :

$$F_{adm} = Kk \cdot d_o^4 \cdot 10^4 / a^2$$

avec: d_o : diamètre nominale de la vis, $d_o = 50\text{mm}$

a : longueurs libre au flambage, dans notre cas $a = c = 0.8\text{m}$

Kk : coefficient de la liaison avec la table, $Kk = 13.7\text{N}/\text{mm}^2$

(voir annexes page 11)

On obtient :

$$F_{adm} = 1.3 \cdot 10^6 \text{N}$$

L'effort maximum supporté par la vis est $: 6 \cdot 10^4 \text{N}$, donc il y aura pas le risque de flambage.

3/Vitesse critique de rotation la vis :

Cette vitesse est calculer à partir de la relation :

$$N_{adm} = Kn \cdot d_o \cdot 10^7 / a^2$$

avec: N_{adm} : vitesse critique de rotation en tr/min

Kn : coefficient fonction de liaison vis bâtis en mm/min (voir annexes page 11)

D_o : diamètre nominale du vis

A : longueur de vis

AN : $Kn = 23.3\text{mm}/\text{min}$, $d_o = 50\text{mm}$, $a = 800\text{mm}$

$$D'ou \quad N_{adm} = 18203\text{tr}/\text{min}$$

La vitesse de rotation de la vis est $80.529\text{tr}/\text{min}$, donc très faible devant N_{adm} , en effet il y aura pas de risque due à la vitesse critique.

VI/DIMENSIONNEMENT DE CHARIOT : ✍

1) Calcul des roulements : ✍

La tête poussant doit être guidée en translation horizontale, ce qui nécessite 8 roulements roulantes sur deux rainure horizontale en U du bâtis.

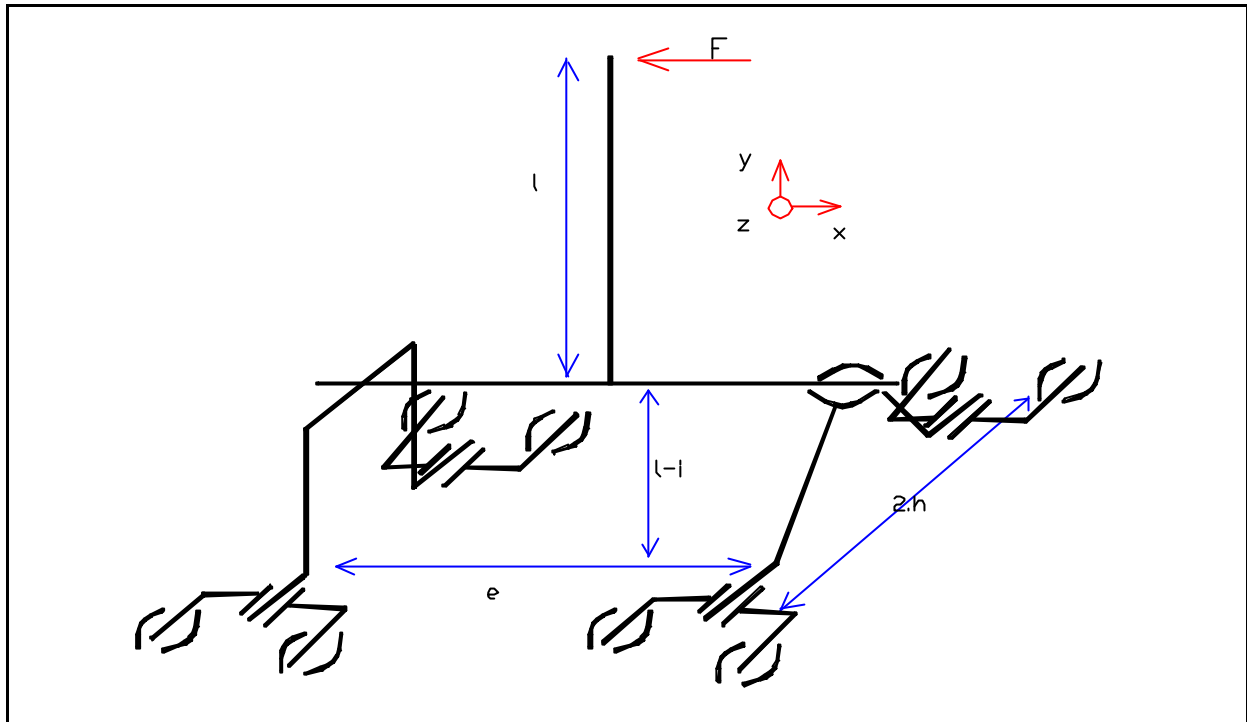


figure :représentation cinématique du chariot

***Etude statique du chariot :**

le chariot est soumis à :

-L'action de l'écrou :

$$T_{E/C} = \begin{Bmatrix} F & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{Bmatrix}_G$$

-L'action de liaison pivot avec jeu :

$$T_{L/C} = \begin{Bmatrix} X_0 & (i \text{ ? } l) Z_0 \\ Y_0 & (e \text{ ? } f) Z_0 \\ Z_0 & (e \text{ ? } f) Y_0 \end{Bmatrix}_G$$

-L'action des roulements 1 :

$$T_{R1/C} = \begin{Bmatrix} X_1 & h Y_1 \\ Y_1 & h X_1 \text{ ? } f Z_1 \\ Z_1 & \text{ ? } f Y_1 \end{Bmatrix}_G$$

-L'action des roulements 2 :

$$T_{R2/C} = \begin{Bmatrix} X_2 & h Y_2 \\ Y_2 & \text{ ? } h X_2 \text{ ? } f Z_2 \\ Z_2 & \text{ ? } f Y_2 \end{Bmatrix}_G$$

-L'action du force extérieure du tampon : $T_{T/C} = \begin{Bmatrix} F & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & (i \text{ ? } l) F \end{Bmatrix}_G$

la liberté des roulements suivant x implique $X_1 = X_2 = 0$,
si on impose un jeu suivant z dans le coulisseau, alors
 $Z_1 = Z_2 = 0$

donc selon le PFS on a :

$$\begin{array}{rclcl}
 X_o & & = 0 & & X_o = 0 \\
 Y_o + & Y_1 + & Y_2 & = 0 & Y_o = -i.F/e \\
 Z_o & & = 0 & & Z_o = 0 \\
 C-h.Y_1 + h.Y_2 & & = 0 & & Y_1 = i.F/(2.e) + C/(2.h) \\
 (e-f)Y_o - f.Y_1 - f.Y_2 + i.F & = 0 & & & Y_2 = i.F/(2.e) - C/(2.h)
 \end{array}$$

On peut déduire les composantes liées aux roulements antérieures: $P_{01}=P_{02}=P_{03}=P_{04}=Y_o/4$

et postérieures : $P_{11}=P_{12}=Y_1/2$, $P_{21}=P_{22}=Y_2/2$

AN: $e=300, h=100, i=400$

? $P_{01}=P_{02}=P_{03}=P_{04}=2.10^4 N$, $P_{11}=P_{12}=41104.25 N$, $P_{21}=P_{22}=38895.75 N$

Pour une durée de vie de 5000h et une vitesse de déplacement de chariot de 10.74mm/s et des roulement de diamètre extérieure $D=35mm$ on aura $C=L_{10}^{1/3}.P$

AN : $N=0.097 \text{tr/min}$, $C_o=6151.7N$, $C_1=12331.27N$, $C_2=11668.7N$
 Donc, il suffit de prendre 4 roulements de $d=17$, $D=35$ et de $C=95060N$, et 4 roulements de $d=17, D=35$ et $C=13500$ (voir annexes page 7)

2) Dimensionnement du bras presseur :

Encastré sur le chariot, le bras doit supporter la réaction du tampon.

Le problème revient donc à dimensionner une poutre prismatique encastrée d'un coté et subissant une force F sur l'autre.

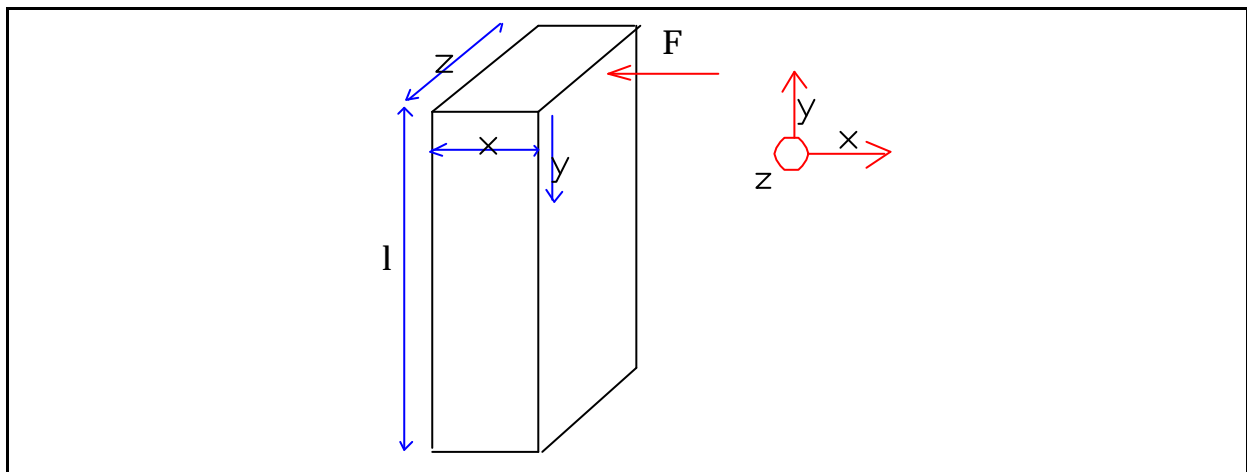


figure représentative du bras poussant du chariot.

Le moment de flexion dans un point d'ordonner y est :

$$M_f(y) = F \cdot y$$

Donc la contrainte en ce point est :

$$\sigma(y) = \frac{M_f(y) \cdot x}{2 \cdot I_{gz}} = \frac{6 \cdot F \cdot y}{z \cdot x^2}$$

Pour $y=i$ on a $x = \left(\frac{6 \cdot F \cdot i}{z \cdot \sigma_{\text{amd}}} \right)^{1/2}$ avec $\sigma_{\text{amd}} = \sigma_e / s$

AN: $l=200, z=30, s=1.5$? $\sigma_e = 355 \text{ Mpa}$ (matière XC42)

$$x = 100$$

VII/DIMENSIONNEMENT DU PINCE

Le rôle du pince est de transmettre l'effort de tampon à la table.

Un bras du pince peut être schématisé comme suivant :

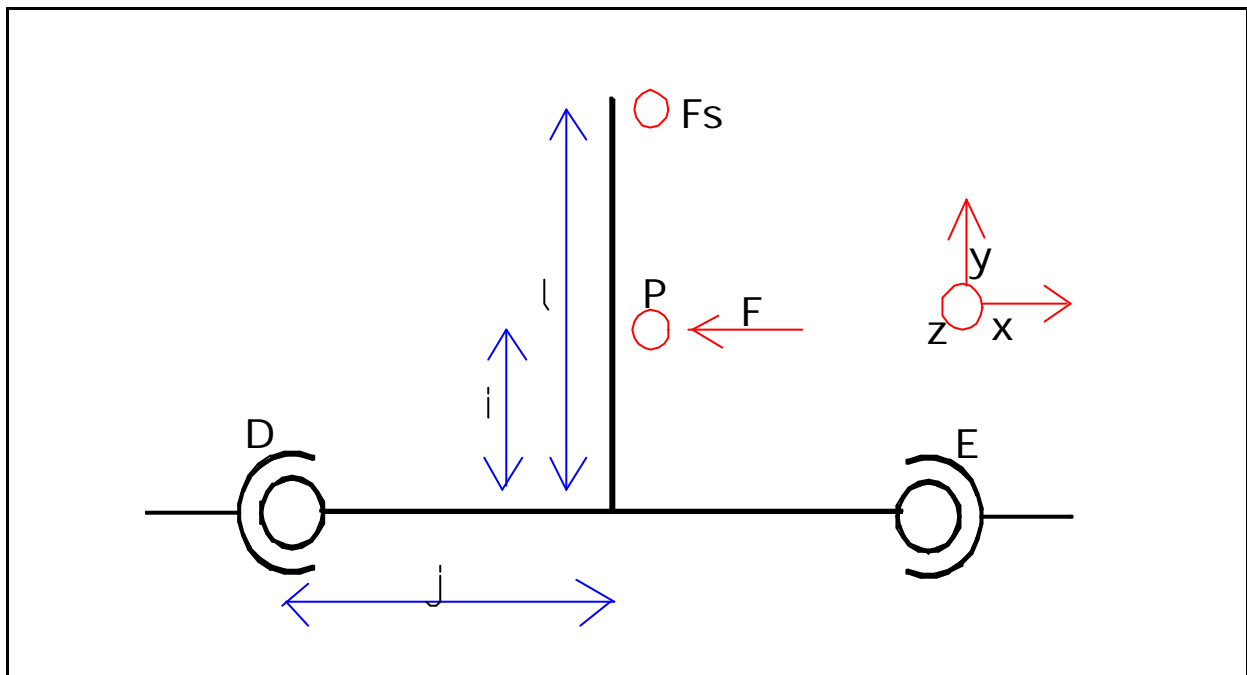


figure : représentation cinématique du bras du pince

1) Etude statique du pince :

Le bras est soumis à :

-L'action de la liaison rotule E : $T_{E/B} = \begin{pmatrix} X1 & 0 & Z1 \\ Y1 & j \cdot Z1 & j \cdot Y1 \\ Z1 & j \cdot Y1 & 0 \end{pmatrix}$

-L'action de la liaison rotule D : $T_{LD/B} = \begin{pmatrix} X2 & 0 & Z2 \\ Y2 & j \cdot Z2 & j \cdot Y2 \\ Z2 & j \cdot Y2 & 0 \end{pmatrix}$

-L'action des efforts extérieurs : $T_{EX/B} = \begin{pmatrix} F & F \cdot l & P \cdot i \\ 0 & 0 & 0 \\ F_s & P & F \cdot i \end{pmatrix}$

Selon le PFS on a :

$$\begin{array}{ll}
 X1+ & X2= -F & X1= F \\
 Y1+ & Y2= 0 & X2= 0 \\
 Z1+ & Z2= -(F_s+P) & Y1= i.F/(2.j) \\
 i.P + l.F_s= & 0 & Y2=-i.F/(2.j) \\
 -j.Z1+j.Z2= & 0 & Z1=-(P+F_s)/2 \\
 j.Y1-j.Y2=j.F & & Z2=-(P+F_s)/2
 \end{array}$$

***Calcul de P:**

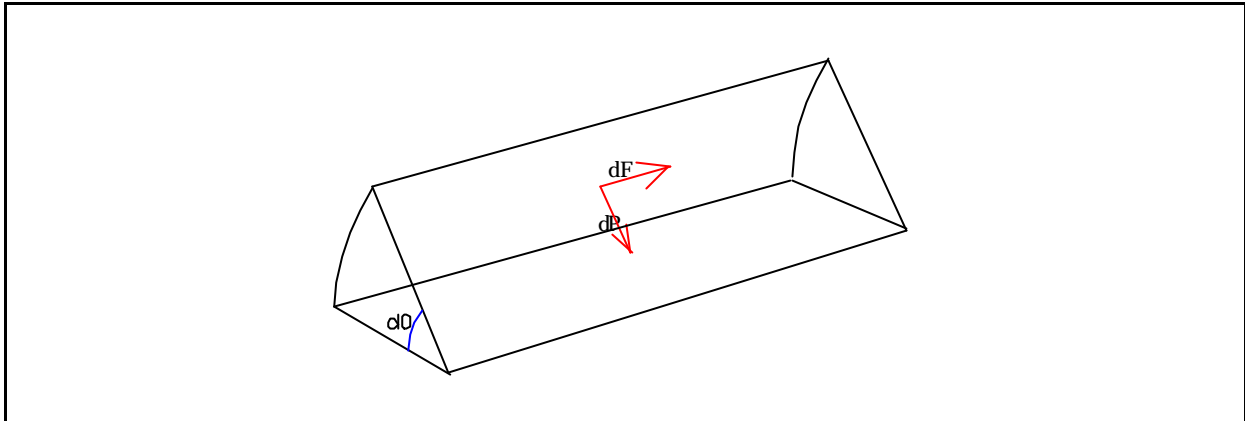


Figure représentatif de l'élément serré du boisseau

Pour assurer le bon serrage il faut que $k.dF=f.dN$ (1)

Avec : k : coefficient de sécurité ($1.5 < k < 3$)

$$dN = Pr.ds = P.c.d\theta/2$$

En intégrant la relation (1) sur la surface de contact on aura :

$$k.F = f.Pr.c.d\theta/2$$

Avec : θ : angle de contact

c : longueur de contact

d : diamètre de boisseau

Donc $Pr = 2.k.F / (f.c.d.\theta)$

D'autre part on a : $P = Pr.S$? $Pr = P/S = 2.P / (c.d.\theta)$ donc

$$P = k.F/f$$

AN : $k=1.5$, $f=0.1$, $F=3.10^4 N$? $P=4.5 \cdot 10^5 N$

2) Recherche des dimensions des bras du pince :

Les efforts internes du bras du pince :

Pour $0 < y < l-i$:

Le tronçon 1 est soumis à :

$$\text{-L'action de serrage : } T_{EX/B} = \begin{pmatrix} 0 & y.F_s \\ 0 & 0 \\ F_s & 0 \end{pmatrix}$$

$$\text{-L'action du tronçon 2 : } T_{2/B} = \begin{pmatrix} T_1 & Mf1 \\ N & Mt \\ T_2 & Mf2 \end{pmatrix}$$

$$\begin{aligned} \text{Selon le PFS aura: } \quad N &= 0 & Mt &= 0 \\ T_1 &= 0 & Mf1 &= -F_s \cdot y \\ T_2 &= -F_s & Mf2 &= 0 \end{aligned}$$

Pour $l-i < y < l$:

Le tronçon 1 est soumis à :

$$\text{-L'action extérieure : } T_{EX/B} = \begin{pmatrix} F & y(F_s + P) & (l-i)P \\ 0 & 0 & 0 \\ F_s & y.F & F(l-i) \end{pmatrix}$$

$$\text{-L'action du tronçon 2 : } T_{2/B}$$

$$\begin{aligned} \text{Selon le PFS on a : } \quad N &= 0 & Mt &= 0 \\ T_1 &= -F & Mf1 &= -(F_s + P)y + (l-i)P \\ T_2 &= -(F_s + P) & Mf2 &= Fy - (l-i)F \end{aligned}$$

Le bras ED doit être constitué de deux parties soudées, l'une pour résister à la flexion Mf1, l'autre pour résister à la flexion Mf2

*Dimensionnement de la première partie (résistance à Mf1) :

On a : $\sigma_y = \sigma_{adm} = \sigma_e / s = Mf \cdot z / (2 \cdot I_{gx})$ avec $I_{gx} = z^3 \cdot x / 12$
 x et z sont des dimensionnements suivant x et z
 s : coefficient de sécurité, $s = 1.5$

Pour $0 < y < l-i$:

$$\text{On trouve } z = (6 \cdot F_s \cdot y / (\sigma_{adm} \cdot x))^{1/2}$$

$$\text{AN : } l = 390, \quad i = 200, \quad x = 30, \quad F_s = 230769.23 \text{ N}$$

On utilise un acier 41Cr4 d'où $\sigma_e = 740 \text{ Mpa}$

$$z = 0.3 \cdot y^{1/2} \quad \text{pour } y = l-i \text{ on a } z_m = 130$$

Pour $l-i < y < l$:

$$\text{On trouve } z = (6 \cdot P(l-i)y / (l \cdot x \cdot \sigma_{adm}) - 6 \cdot P(l-i) / (x \cdot \sigma_{adm}))^{1/2}$$

*Dimensionnement de la deuxième partie (résistance à Mf2) :

pour $0 < y < i$:

$$\text{On trouve } x = (6 \cdot F \cdot y / (\sigma_{adm} \cdot z))$$

AN : pour $y=i$, $z=30$ on a $x_m=49.5\text{mm}$

3) Dimensionnement de l'arbre DE : ✍

Calcul des efforts internes :

Pour $0 < x < j$:

$$\begin{aligned} \text{On a } N &= -F/2 & M_t &= 0 \\ T_1 &= -i \cdot F / (4 \cdot j) & M_{f1} &= +(F_s + P)x/2 \\ T_2 &= +(F_s + P)/2 & M_{f2} &= i \cdot F \cdot x / (4 \cdot j) \end{aligned}$$

Pour $j < x < 2j$:

$$\begin{aligned} \text{On a } N &= 0 & M_t &= 0 \\ T_1 &= -i \cdot F / (4 \cdot j) & M_{f1} &= -(F_s + P)x/2 + (F_s + P) \cdot j \\ T_2 &= -(F_s + P)/2 & M_{f2} &= -i \cdot F \cdot x / (2 \cdot j) + i \cdot F \end{aligned}$$

On représente ces efforts le long d'arbre :

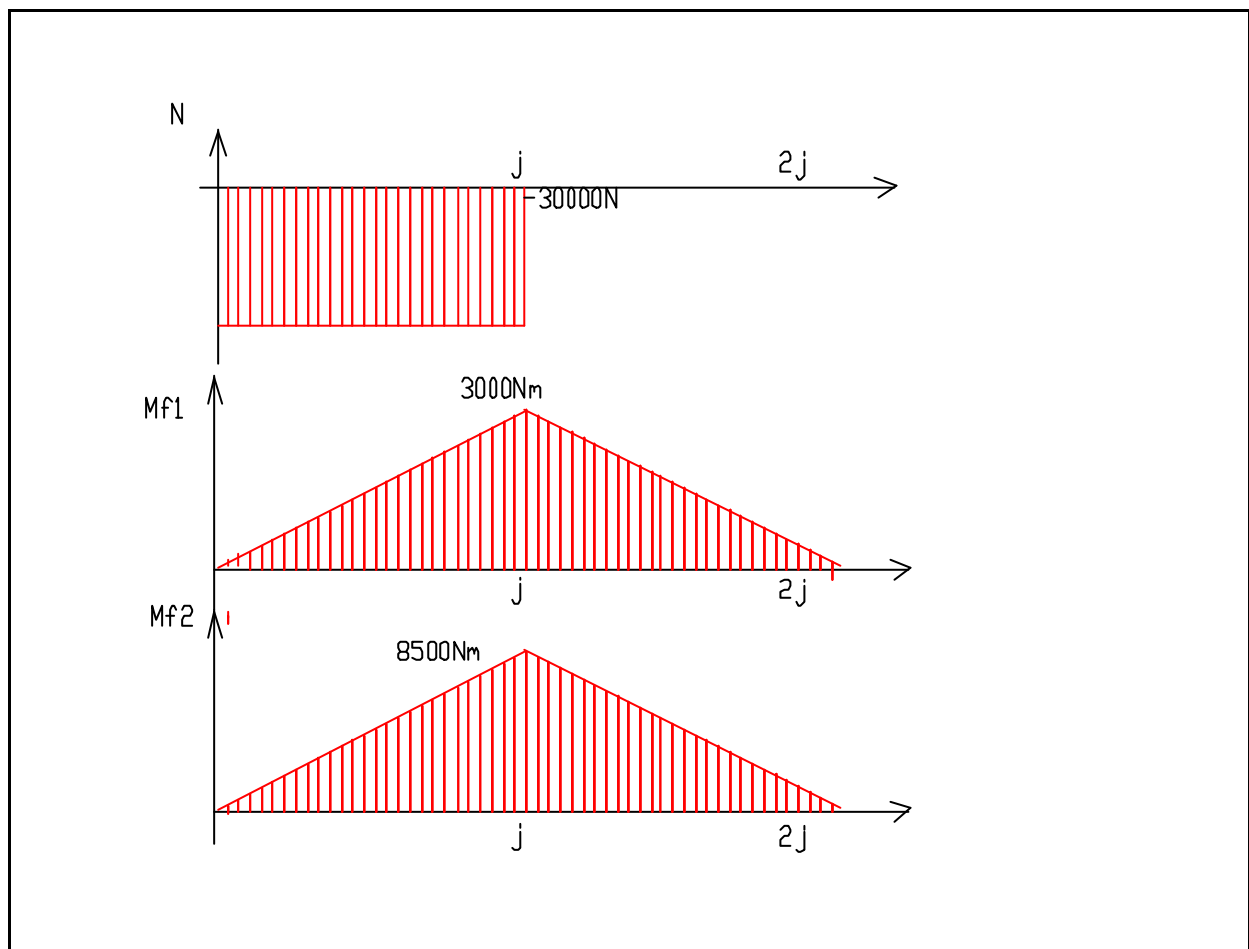


Figure représentatif des efforts internes de l'arbre.

La section dangereuse correspond à $x=j$, donc le dimensionnement portera sur cette section :

Selon le critère de Tresca on a :

$$\sigma_{\max} = 2 \cdot F / (\pi \cdot d^2) + 32 (Mf_1^2 + Mf_2^2)^{1/2} / (\pi \cdot d^3)$$

Si on prend $d=60$ on aura $\sigma_{\max} = 435.68 \text{ Mpa}$

D'où le coefficient de sécurité $s = \sigma_e / \sigma_{\max} = 1.7$

VIII/VERIFICATION DES CONTACTS CRITIQUES DANS LE SYSTEME :

Certes, les contacts entre différents éléments du système s'induisent au cours du fonctionnement, alors la vérification est une nécessité dans les cas les plus risqués.

1/Contact entre l'arbre du bras de la pince et le bâti :

L'arbre du bras reste parallèle à l'axe de la bague, cette hypothèse reste valable tant que la distance entre les extrémités d'arbre est faible, ce qui revient à l'étude du contact d'un palier -arbre avec jeu et de répartition longitudinale uniforme.

L'effort de chargement radial :

$$W = [(i \cdot F / (2 \cdot j))^2 + (F_s(i-1) / (2 \cdot i))]^{1/2} \quad \text{AN : } W = 11.16 \cdot 10^4 \text{ N}$$

D'après les calculs théoriques on a :

$$W = KDL(j/4)((2\alpha - \sin 2\alpha) / \cos \alpha) \quad (1) \quad P_{\max} = Kj((1 - \cos \alpha) / \cos \alpha)$$

K : coefficient de rigidité du palier

j : jeu arbre palier

α : L'angle caractérise la limite de contact

D : le diamètre de l'arbre

L : longueur du palier

La résolution de l'équation (1) donne $\alpha = 60.23^\circ$

$$\text{D'où } P_{\max} = 101.4 \text{ Mpa}$$

Cette pression est inférieure à la pression superficielle admissible $\sigma_{Ha} = 950 \text{ Mpa}$ du matériaux, donc il y aura pas le risque de détérioration de la liaison.

2/contact des roulements du chariot et le coulisseau du bâti :

Le contact dans ce cas est celui d'un cylindre sur plan D'après les calculs théoriques (théorie de Hertz) on a :

$$P_{\max} = 1/\alpha (q / (2 \cdot k) - 1/R)^{1/2} \quad \text{ou } k = (1 - \alpha^2) / (\alpha E)$$

P_{\max} : pression maximale induit par la liaison roulement coulisseau

q : charge par unité de longueur

R : rayon du roulement

ν : Coefficient de poisson

$\nu = 0.3$, $E = 210 \cdot 10^9 \text{ pa}$, $q = 26.38 \cdot 10^5$

$$P_{\max} = 311.2 \text{ Mpa}$$

La distriiction du matériaux ne se produira pas au niveau du contact entre les roulements et le bâti, puisque

$$P_{\max} < \sigma_{Ha} = 950 \text{ Mpa}.$$

Conclusion

Le stage est une occasion pour l'étudiant qui vise développer et compléter sa formation, ainsi de bien renforcer son côté pratique.

Ce stage nous a permis, en premier temps , de voir le déroulement des travaux effectués aux ADEM, d' assister à certaines opérations d'entretien et de se rendre compte des relations humaines dans l'établissement. Ainsi nous nous sommes arrêtés à stimuler la vie au sein d'une entreprise marocaine. En deuxième temps, ce stage nous a rendu de grands services en nous permettant d'appliquer les connaissances théoriques requises à l'ENSAM et d'approfondir nos connaissances afin de faire une étude claire et facile à comprendre.

Néanmoins, la contrainte du temps et la complexité du sujet ne nous ont pas permis de compléter l'étude (réalisation).

BIBLIOGRAPHIE

- ✂✂ M.Aublin, Systèmes mécaniques, DUNOD.
- ✂✂ D.Sacquepey, Précis de construction mécanique, T3, AFNOR.
- ✂✂ CRAVERO Roland, Bases pour la Résistance des matériaux, ELLIPSES.
- ✂✂ Cours de Bureau d'Etude de la troisième année ENSAM.