

lex

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DÉPARTEMENT DE GENIE MÉCANIQUE

PROJET DE FIN D'ÉTUDES

SUJET

PONT ROULANT
MONOPOUTRE

Proposé par :
A.GREFKOWICZ

Étudié par :
M.KAREK

Dirigé par :
A.GREFKOWICZ

PROMOTION : JUIN 1985



DEDICACES

A mes fidèles et honorables parents
A mes chers frères et sœurs
A mes nièces et neveux
Je dédie ce mémoire

REMERCIEMENTS

Je remercie vivement Monsieur A. GREFKOWICZ,
pour son aide combien précieuse et son soutien
constant tout au long de cette étude

Que tous ceux qui ont contribué à ma formation
d'ingénieur, trouvent ici l'expression de ma
profonde reconnaissance et mes plus vifs
remerciements

Dep. : Genie mecanique
Nom, prenom : KAREK MAHMOUD
promoteur : A. GREFKOWICZ

الموضوع :- جسر متحرك وحيد العارضة

المختص : يمثل هذا المشروع في دراسة جسر وحيد العارضة وهو نموذج في
ألات الرفع حيث يمكن بواسطته حل مشاكل نقل الحمولة خاصة داخل المتاجر
وغرفنا في هذا البحث هو ايجاد جهاز يكون اختيار احزانه الأساسية تبعاً للحساب
مطابق مع القانون الموضوع من طرف الفدرالية الأوروبية للنقل (FEM)

sujet : Pont roulant monopoutre

Resumé : Le present projet a pour but d'étudier un pont
roulant monopoutre, exemple type d'engin de levage, permet
tant de résoudre les problèmes du déplacement des charges
notamment à l'intérieur des ateliers.

Notre travail consiste alors à réaliser un appareil dont le choix
des principaux éléments est basé sur l'exécution d'un calcul
conforme aux règles établis par la FEM

Subject Monobeam rolling bridge

Abstract : The purpose of our scheme is to study a monobeam
rolling bridge which is an example of hoists that allows
to resolve problems of loads removal inside the work shops
The principal elements of the apparatus have been chosen
with regards to the calculations conformable to the rules
established by the FEM

PRESENTATION DE SUJET

titre	Pont roulant monopoutre
lieu d'implantation	atelier
charge utile	3,2 t
vitesse de levage	8m/mn
portée	9 m
hauteur de levage	16 m
vitesse de translation	30m/mn
classement d'appareil	Groupe 2

TABLE DE MATIÈRES

1 INTRODUCTION	
1.1 Historique	1
1.2 Rôles des appareils de levage	1
1.3 Critère de thème à étudier	1
2 GENERALITES SUR LES PONTS ROULANTS	3
2.1 Constitution d'un pont roulant	3
2.2 Caractéristiques mécaniques	4
3 CHOIX DE PALAN	6
3.1 Généralités sur les palans	6
3.2 Détermination de palan	6
3.2.1 Détermination de groupe d'utilisation	7
3.2.2 Type de palan	8
3.2.3 Caractéristique du palan choisi	8
4 CALCUL DE LA POUTRE MAÎTRESSE	10
4.1 Définition	10
4.2 Prédimensionnement de la poutre maîtresse	10
4.3 Calcul à la résistance	11
4.3.1 Généralités	11
4.3.2 Sollicitations principales	11
4.3.3 Sollicitations dues aux mouvements verticaux	12
4.3.4 Sollicitations dues aux mouvements horizontaux	14
4.3.5 Calcul de la contrainte maximale	16
5 CALCUL GÉNÉRAL DE MÉCANISME DE TRANSL.	18
5.1 Caractéristique de départ	18
5.2 Choix de schéma cinématique	18
5.3 Détermination de galet de roulement	21
5.4 Détermination de résistance au roulement	23
5.5 Choix de moteur électrique	24

5.6	Caractéristique de frein nécessaire	25
5.7	Calcul de temps de démarrage	26
5.8	Accélération maximale pendant le démarrage	27
5.9	Accélération moyenne pendant le démarrage	27
5.10	Vérification de la condition de non patinage pd le	27
5.11	Vérification de non patinage pendant le freinage	28
5.12	Calcul de temps de freinage	30
6	CALCUL DE REDUCTEUR	31
6.1	Generalités sur le choix de denture	31
6.2	Rapport de reducteur	31
6.3	Schema cinématique	32
6.4	Vérification de 1 ^{er} étage	
6.4.1	Détermination de la capacité à la pression superficielle	33
6.4.2	Détermination de σ_{H_2} de la roue	36
6.4.3	Détermination de la capacité de la charge à la rupture	36
6.4.4	Détermination de σ_{b_2} de la roue	37
6.4.5	Détermination du matériau de la roue	37
6.5	Vérification du 2 ^{er} étage	38
6.5.1	Caractéristiques de départ	38
6.5.2	Détermination de la pression superficielle pour le pignon	38
6.5.3	Détermination de la contrainte à la rupture de pignon	39
6.5.4	Détermination de matériau de pignon	40
6.5.5	Détermination de σ_{H_2} et σ_{b_2} de la roue	40
6.5.6	Détermination de matériau	41
6.6	Calcul dynamique	41
6.7	Caractéristiques géométriques des engrenages	42
7	CALCULS D'ARBRES	44
7.1	Arbre intermédiaire	44
7.2	Arbre de sortie de reducteur	49

7.3	Verification de l'arbre de galet	53
7.4	Calcul d'accouplement	56
7.5	Calcul des roulements supportants les arbres	58
8	CALCUL DE SOMMIERS	60
8.1	Generalités	60
8.2	Verification de resistance de sommier	60
8.3	Assemblage poutre maitresse - sommier	63
9	CONCLUSION	66

1 INTRODUCTION

11 Historique

De tous temps l'homme a eu déplacer des objets par sa propre force soit par l'intermédiaire d'un animal ou des machines spécialement conçues pour la circonstance. C'était le cas des Egyptiens lors de la construction des pyramides ; des Incas pour la réalisation de leurs temples. Cependant toutes ces civilisations ont eu pour seule source d'énergie l'homme qui a manœuvré des objets des différents gabarits manuellement.

L'apparition du moteur à explosion et de l'électricité avait déjà assuré un essor technique remarquable au siècle dernier.

12. Rôles des appareils de levage

Le rôle des appareils de levage et de manutention est devenu important dans toutes les branches de l'industrie moderne. Leur emploi est évidemment une nécessité dans l'industrie lourde qui doit à tout instant, déplacer des charges importantes.

13 Caractère de thème à étudier

En permettant l'augmentation incessante des dimensions des appareils, des puissances mises en jeu et des vitesses obtenues, les possibilités récentes ont posé des problèmes dans la solution a conduit en fait à des conceptions esthétiques nouvelles.

C'est ainsi que le présent projet a pour but d'étudier un pont roulant monopoutre qui dispose d'un encombrement moindre et une fiabilité importante due à la simplicité du système son emploi est une abondance dans de nombreux domaines d'utilisation.

2 GENERALITES SUR LES PONTS ROULANTS

Le pont roulant est l'appareil de levage de tous les ateliers, magasins, parcs ou salles des machines de la moyenne et de la grosse industrie.

Le crochet de l'appareil peut occuper tous les points dans le volume constitué par l'atelier et par conséquent desservir toutes les machines.

1) Constitution d'un pont roulant

Un pont roulant est constitué essentiellement

- d'une poutre maîtresse qui forme la structure porteuse sur laquelle se déplace un chariot treuil
- de deux sommiers : qui forment le support de la poutre maîtresse à chaque extrémité du pont. Chacun d'eux reçoit des galets dont les uns sont motorisés pour constituer la charpente destinée à assurer le déplacement de l'ensemble sur des voies soulevées.

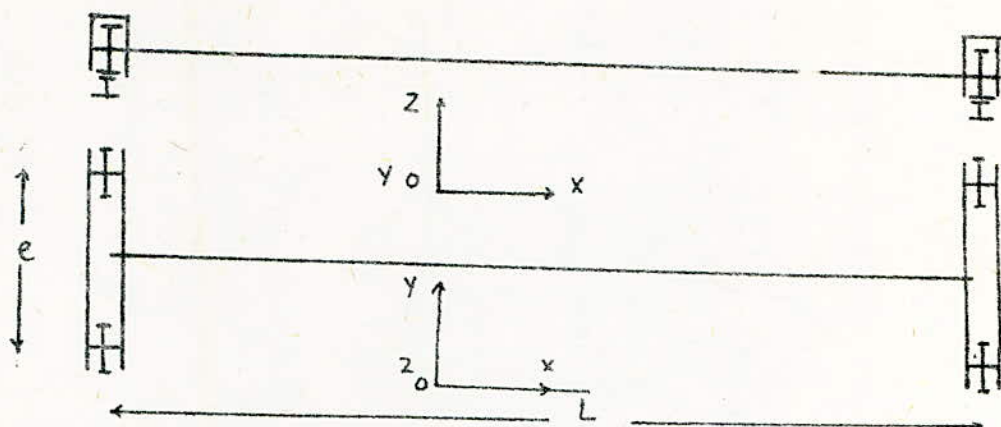
Parmi les diversités des ponts roulants on distingue essentiellement

les ponts bipoutres : dont l'élément de levage peut être posé sur un chariot qui roule le long de deux poutres maîtresses.

les ponts monopoutres : le chariot porte palan roule sur les ailes inférieures de la poutre maîtresse.

2.3 Caracteristiques mecaniques

4



Mouvements:

les différents mouvements qui peuvent être réalisés dans un pont roulant sont les suivants

- Un mouvement vertical, suivant l'axe oz : levage
- Un mouvement horizontal, suivant l'axe oy : translation du pont
- Un mouvement horizontal suivant l'axe ox : translation de chariot sur le pont, mouvement dit de direction

Mecanismes

Les mecanismes à prévoir comprennent alors

- Un treuil de levage
- Un mecanisme de translation du chariot sur le pont
- Un mecanisme de translation du pont

La commande de ces mecanismes se fait d'une manière generale par moteurs electriques; l'amenee de courant le long de la voie de roulement peut être realisee par des

cables plats suspendus à des chariots qui roulent librement le long de la poutre maîtresse ou par des fils montés parallèlement à la voie

Un pont roulant est caractérisé par

- la charge maximale à déplacer
- la portée
- la vitesse de levage
- la vitesse de translation du pont
- la vitesse de translation du chariot sur le pont
- la hauteur libre sous crochet dans sa position plus haute
- la course de pont.

3 CHOIX DE PALAN

3.1 Généralités sur les palans

Le rôle primordial de palan est de réduire la force de traction dans les brins du câble et augmenter la vitesse linéaire de l'enroulement.

3.2 Multiplicité d'un palan

un palan est caractérisé par sa multiplicité $a = \frac{v_t}{v_l}$
 v_t : en m/mn vitesse linéaire de câble s'enroulant sur le tambour
 v_l : en m/mn vitesse de levage

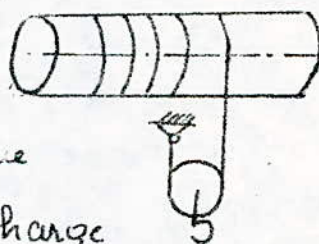
En pratique on distingue deux genres de palan

palan simple:

une seule extrémité de câble s'enroule

sur le tambour son utilisation

présente des inconvénients tel que le déplacement latéral de la charge pendant le levage ou la descente

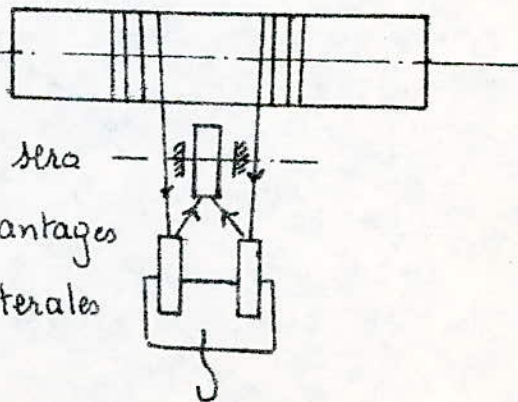


palan double

les deux extrémités du câble

sont attachées au tambour qui sera en conséquence plus long. ces avantages

- suppression des déplacements latéraux
- soufflage symétrique



3.2 Détermination de palan :

Notre choix va porter sur un palan électrique de la gamme Eurobloc (Maison Verlinde)

3.2.1 Détermination de groupe d'utilisation

Suivant une classification donnée par le catalogue de Verlinde (basée sur les règles de calcul des appareils de levage selon FEM) il faut prendre en compte deux critères fondamentaux : l'état de sollicitation et les classes de fonctionnement (liés au temps moyen d'utilisation journalier du mouvement de levage de l'appareil)

Etat de sollicitation

service léger : Appareil soumis exceptionnellement à la sollicitation maximale et couramment à des sollicitations très faibles

service moyen : Appareil soumis, assez souvent à la sollicitation maximale et couramment à des sollicitations faibles

service lourd : Appareil soumis fréquemment à la sollicitation maximale et couramment à des sollicitations moyennes

service très lourd : Appareil soumis régulièrement à des sollicitations voisines de la sollicitation maximale

temps moyen journalier de fonctionnement		$\leq 0,5$	≤ 1	≤ 2	≤ 4	≤ 8	≤ 16	> 16
classe de fonctionnement		V0,25	V0,5	V1	V2	V3	V4	V5
Etat de sollicitation	léger			1Bm	1Am	2m	3m	4m
	moyen		1Bm	1Am	2m	3m	4m	5m
	lourd	1Bm	1Am	2m	3m	4m	5m	
	très lourd	1Am	2m	3m	4m	5m		

Notre palan est de service moyen avec une durée d'utilisation journalier de moins de quatre heures ; on retrouve donc le groupe d'utilisation 2m

3.2.2 Type de palan

En fonction de la capacité de charge 3200 Kg et de groupe d'utilisation 2m. le catalogue donne un palan de type DA 32

3.2.3 Caractéristiques du palan choisi

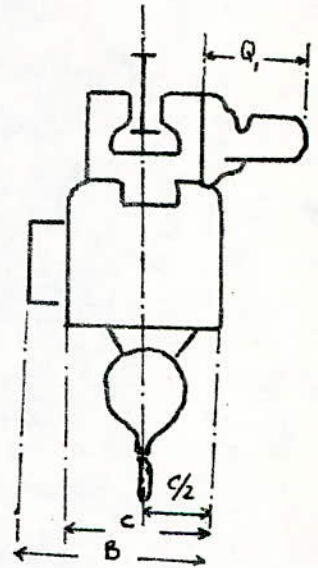
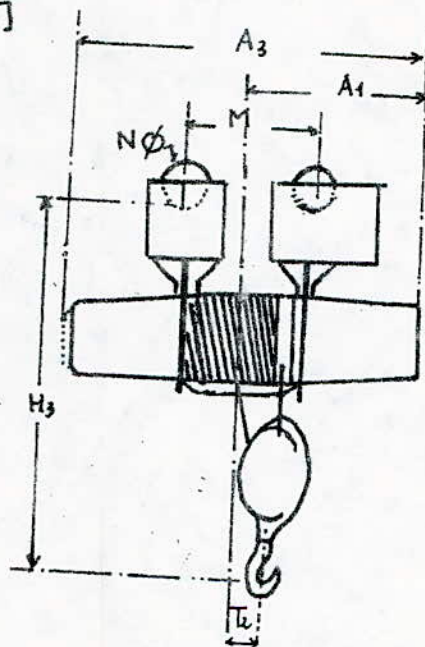
Capacité de charge Kg 3200
 Désignation de type DA 32 7L 2/1
 Groupe FEM 2m
 Course de crochet 16m
 vitesse théorique de levage 8m/mn
 nombre de brins 2

puissance de moteur de levage
 puissance de moteur de direction
 vitesse de direction
 poids

4,4 Kw
 0.55 Kw
 20 m/mn
 390 Kg

Encombres

A_1	735 [mm]
A_3	1630
M	630
$N\phi$	150
H_3	1140
T_2	118
Q_1	460
$c/2$	225
B	665
C	450



4 CALCUL DE LA POUTRE MAITRESSE

41 Definition

La poutre maitresse constitue la partie de la charpente destinee a assurer le deplacement d'un chariot de levage portant une charge

42 Predimensionnement de la poutre maitresse

Partant de moins grand moment d'inertie admissible de la poutre avec une fleche relative $f = \frac{1}{800} L$

On admet que : lorsque la charge est au milieu de la poutre la fleche due a la charge roulante est alors a son maximum

$$f = \frac{Q l^3}{48 EI}$$

d'ou $I = \frac{Q l^3}{48 E f}$

avec $Q = Q_p + Q_u$

Q_p : (charge du palan) = 3900 N

Q_u (charge utile) = 32000 N

$Q = 3900 + 32000 = 35900$ N

$l = 900$ cm (portee de pont)

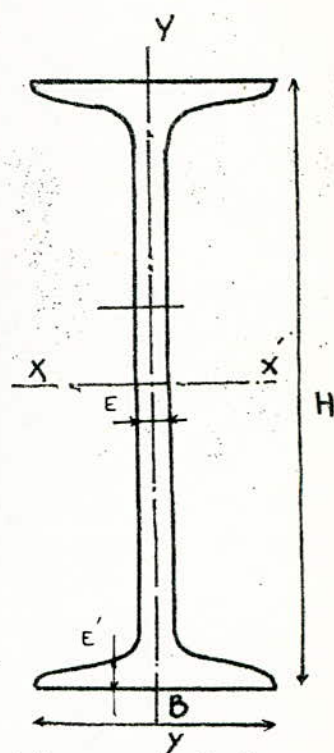
$E = 2 \cdot 10^7$ N cm² module d'elasticite de l'acier

$f = \frac{l}{800} = \frac{900}{800} = 1,125$ cm

$I_{xx} = \frac{35900 \cdot 900^3}{48 \cdot 2 \cdot 10^7 \cdot 1,125} = 24232,5$ cm⁴

Cette valeur nous permet le choix d'une poutrelle profilee en I extrait des normes des profiles courants editees par AFNOR dont les caracteristiques sont les suivantes

Designation	IpN 400 NF A45 209
hauteur de section	$H = 400 \text{ mm}$
épaisseur de l'âme	$E = 14,4 \text{ mm}$
largeur des ailes	$B = 155 \text{ mm}$
épaisseur moyenne des ailes	$E' = 21,6 \text{ mm}$
Moments d'inertie	$I_{xx} = 29210 \text{ cm}^4; I_{yy} = 1160 \text{ cm}^4$
Modules de résistance	$W_{xx} = 1460 \text{ cm}^3; W_{yy} = 143 \text{ cm}^3$
masse de 1m	92,16 Kg



43. Calcul à la résistance :

431 Généralités :

Le calcul des charpentes est conduit en déterminant les contraintes développées dans un appareil en cours de fonctionnement. Les contraintes sont calculées en envisageant les sollicitations définies ci après

- des sollicitations principales s'exerçant sur la charpente de l'appareil supposé immobile dans l'état le plus défavorable
- les sollicitations dues aux mouvements verticaux
- les sollicitations dues aux mouvements horizontaux

432 Sollicitation principale

- dues au poids propre de la poutre

$$G = G_p \cdot L = 92,16 \cdot 9 = 8334 \text{ N}$$

dues à la charge utile augmenté de la charge du palan

$$Q = 35900 \text{ N}$$

la charge total est alors $Q_t = 35900 + 8334 = 44234 \text{ N}$

4.3.3 Sollicitations dues aux mouvements verticaux

Conséquence du soulèvement plus ou moins brutal de la charge, les sollicitations dues à la charge sont multipliées par un coefficient dynamique $\Psi = 1 + \xi v_l$

v_l : vitesse de levage

ξ : un coefficient expérimental

$$v_l = 8 \text{ m/mn} = 0,133 \text{ m.s}^{-1}$$

$$\xi = 0,6$$

$$\Psi = 1 + 0,6 \cdot 0,133 = 1,08$$

Comme la valeur Ψ ne peut être inférieure à 1,15 on se réfère donc à l'abaque ci dessous qui donne la valeur correspondante en fonction de la vitesse de levage

$$v_l = 0,133 \text{ m.s}^{-1}$$

on trouve $\Psi = 1,15$

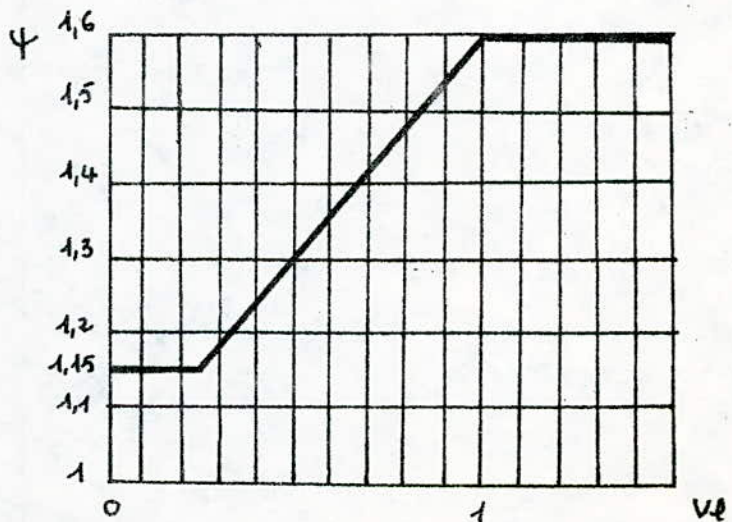
$$S = \Psi Q_s$$

$$= 1,15 \cdot 32000$$

$$S = 36800 \text{ N}$$

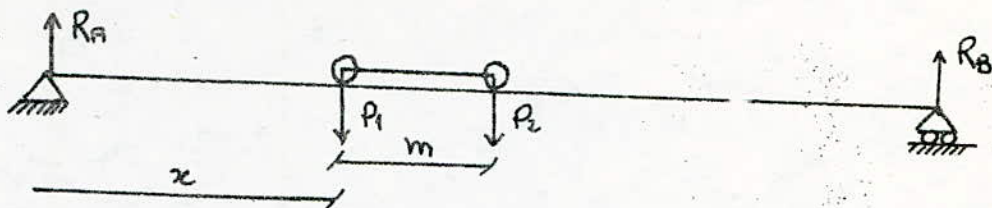
Q_s : est la charge de service supposée

égale à la charge utile Q_u c à d on admet que la mouffle, le crochet ... etc sont des masses négligeables



Moments flechissants dus aux sollicitations verticales

a) dû à la charge mobile



Nous supposons que les galets du chariot qui intéressent la poutre sont également chargés $P_1 = P_2 = \frac{Q_p + S}{2}$

Reactions.

$$\sum M/B = 0: R_A l - P_1 (l - x) - P_2 (l - x - m)$$

$$R_A = \frac{(Q_p + S)(2l - 2x - m)}{2l}$$

$$M_f = R_A \cdot x = \frac{(Q_p + S)(2l - 2x - m)}{2l} x = \frac{(Q_p + S)(2lx - 2x^2 - xm)}{2l}$$

Ce moment est max lorsque $\frac{dM_f}{dx} = 0$

$$\frac{(Q_p + S)(2l - m - 4x)}{2l} = 0 \text{ donc pour } x = \frac{l}{2} - \frac{m}{4}$$

$$M_{f \max} = \frac{Q_p + S}{2l} \left[2l \left(\frac{l}{2} - \frac{m}{4} \right) - 2 \left(\frac{l}{2} - \frac{m}{4} \right)^2 - m \left(\frac{l}{2} - \frac{m}{4} \right) \right]$$

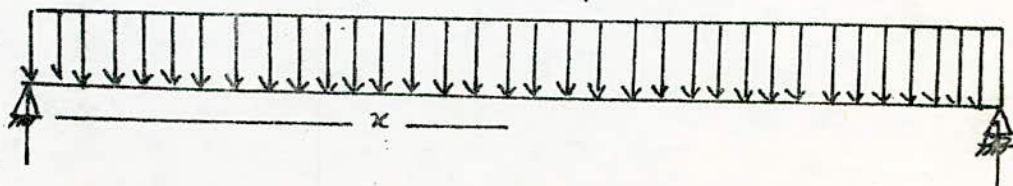
App. num.

$$m = 0,63 \text{ m}; \quad l = 9 \text{ m}$$

$$M_{f \max} = \frac{3900 + 36800}{2 \times 9} \left(4,5 - \frac{0,63}{4} \right) \left(18 - 2 \left(4,5 - \frac{0,63}{4} \right) - 0,63 \right)$$

$$M_{f \max} = 85276,92 \text{ N.m}$$

b) dû au poids propre de la poutre



Reactions

$$R_A = R_B = \frac{G}{2}$$

le moment flechissant pour x quelconque est alors

$$M_f(x) = R_A x - \frac{G_p x^2}{2}$$

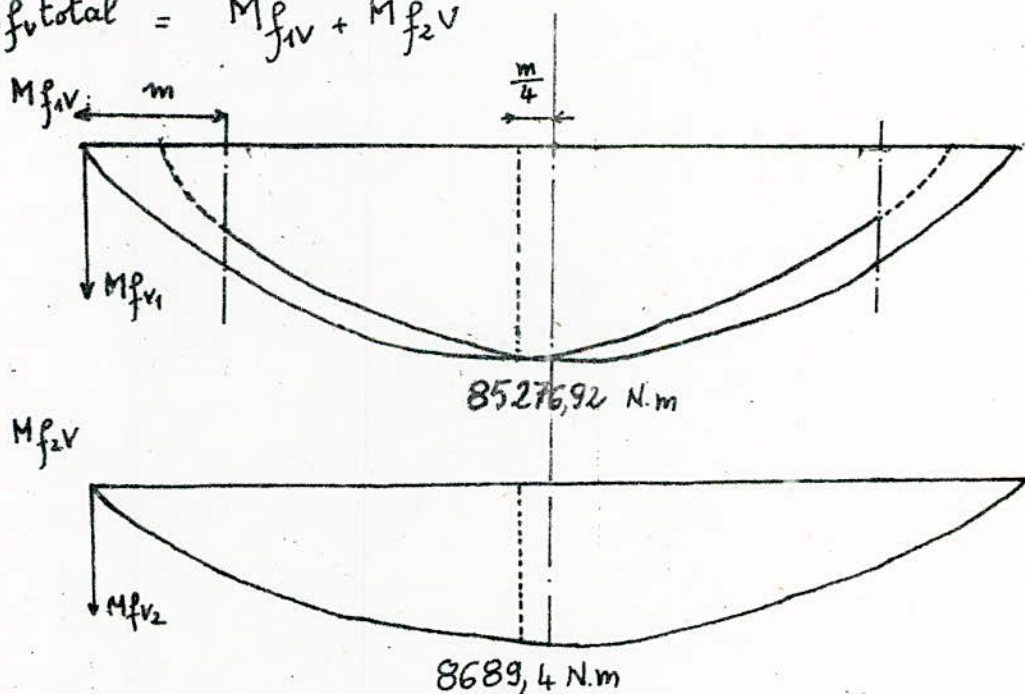
$$\text{si } x = \frac{L}{2} - \frac{m}{4}$$

$$M_f = \frac{G_p}{8} L^2 \left(1 - \frac{m}{2L}\right)^2$$

avec $G_p = 921,6 \text{ N.m}^{-1}$ $M_f = 921,6 \cdot \frac{81}{8} \left(1 - \frac{0,63}{18}\right)^2 = 8689,4 \text{ N.m}$

le moment flechissant total est alors

$$M_{f,\text{total}} = M_{f_1V} + M_{f_2V}$$



$$M_{f,\text{total}} = 85276,92 + 8689,4 \text{ N.m} = 93966,36 \text{ N.m}$$

434 Sollicitations dues aux mouvements horizontaux :

a) la force horizontale dynamique de déplacement du pont

$$F_c = a_p \cdot m_t$$

$$m_t = m_G + m_Q$$

$m_G = 833,4 \text{ Kg}$: masse de la poutre qu'on la suppose concentrée en son centre de gravité 15

$m_Q = 3590 \text{ Kg}$: masse de la charge utile plus masse du palan
 A_p : On peut à titre indicatif le choisir en fonction de la vitesse moyenne à atteindre

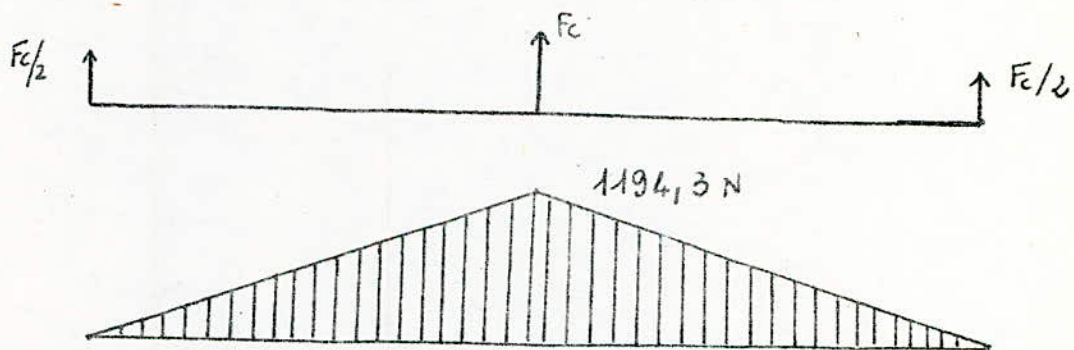
$$v_T = 30 \text{ mn}^{-1} = 0,5 \text{ m s}^{-1}$$

d'après le tableau (1,2311 FEM édition I) $A_p = 0,12 \text{ m s}^{-2}$

$$m_T = 3590 + 833,4 = 4423,4 \text{ Kg}$$

$$F_C = 4423,4 \cdot 0,12 = 530,8 \text{ N}$$

le moment flechissant dû à cette force



$$M_{fH_1} = \frac{F_C}{2} \cdot \frac{L}{2} = \frac{F_C L}{4}$$

$$M_{fH_1} = \frac{530,8 \cdot 9}{4} = 1194,3 \text{ N.m}$$

b) force horizontale dynamique de déplacement de chariot

$$T_C = a_c \cdot m_Q$$

la vitesse de direction est 20 m/min soit $0,33 \text{ m s}^{-1}$ d'après le tableau (1,2311) On prend $a_c = 0,16$

$$T_C = 3590 \cdot 0,16 = 574,4 \text{ N}$$

le moment flechissant dû à cette force est $M_{fC} = T_C \cdot \frac{h}{2}$

Si on adopte l'acier au carbone d'elaboration courante A37 dont la limite d'elasticite $\sigma_E = 24 \text{ daN/mm}^2$ comme materiau pour notre poutre

Avec un coefficient de securite $k = 1,5$

On a bien $\sigma_{\max} = 8,9 \text{ daN/mm}^2 < \frac{\sigma_E}{k} = \frac{24}{1,5} = 16 \text{ daN/mm}^2$

Verification de la fleche

$$f = \frac{Ql^3}{48EI} + \frac{5}{384} \frac{Gl^3}{EI}$$

le deuxieme terme represente la fleche due au poids propre

$$f = \frac{35900 \cdot 900^3}{48 \cdot 2 \cdot 10^7 \cdot 29210} + \frac{5}{384} \frac{8334 \cdot 900^3}{2 \cdot 10^7 \cdot 29210} =$$

$$f = 0,933 + 0,027 = 0,96 < \frac{L}{800} = 1,125 \text{ cm}$$

5 CALCUL GENERALE DE MECANISME DE TRANSLATION

51 Caracteristiques de depart

classe de fonctionnement V_2

groupe de mecanisme $2m$

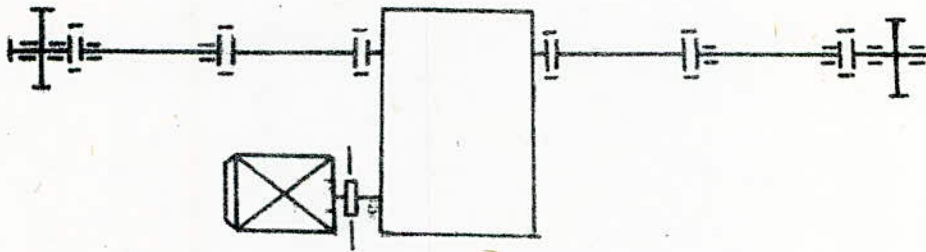
facteur de marche 40%

vitesse de translation $v = 30 \text{ m/mn}$

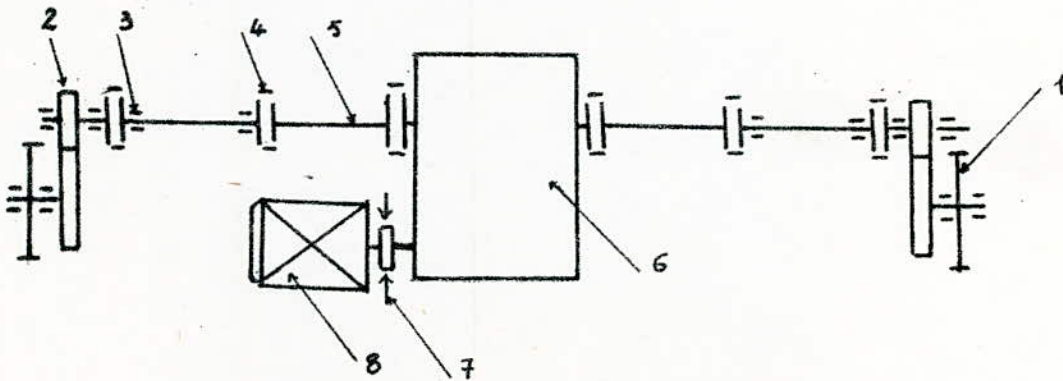
52 Choix de schéma cinématique

Le schéma cinématique sera choisi parmi les solutions suivantes.

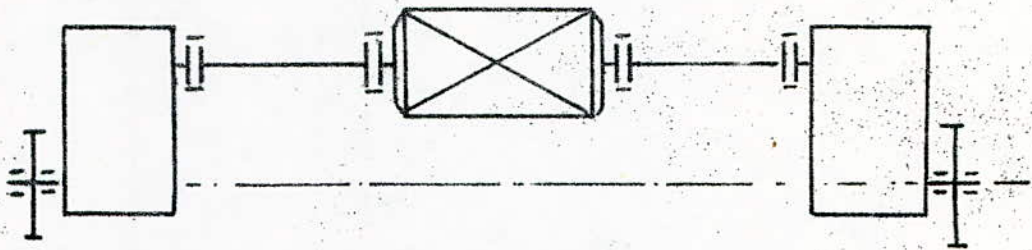
solution a



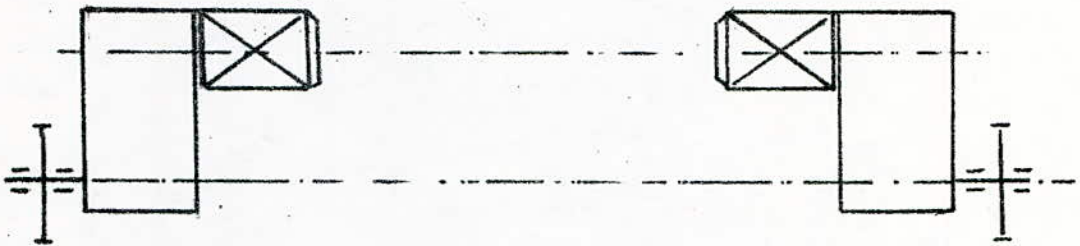
solution b



Solution c



solution d



- | | |
|-----------------|-------------|
| 1. Galet | 6 Reducteur |
| 2. pignon | 7 frein |
| 3. Palier | 8 moteur |
| 4. Accouplement | |

Commentaire sur les solutions citées

solution a: l'arbre est commandé au milieu de sa longueur les angles de torsion entre le milieu de l'arbre et les pignons d'extrémités sont alors égaux et l'attaque des pignons se fait au même instant.

le même raisonnement amène le constructeur à placer le frein de translation au milieu du pont.

afin de réduire le couple de freinage et par la suite l'encombrement et le poids de frein celui-ci est monté sur l'arbre de moteur

solution b: les memes avantages que la solution precedente restent valables ; la transmission galet-arbre moteur est assurée par une couronne dentée fixée a chacun des galets engrenée avec un pignon claveté sur l'arbre moteur.

solution c: l'avantage de cette solution est que le couple transmis entre moteur et reducteur est plus petit que celui transmis entre reducteur et galet des solutions precedentes

solution d: utilisée dans le cas où la portée du pont est assez grande ; elle presente plusieurs avantages parmi eux

- montage rapide et simple

- assure une parfaite assise des galets.

On note que le critère décisif de tous ces solutions sera en particulier la disposition générale du pont

Pour notre pont roulant le mecanisme le plus adapté sera de type d qui comprend essentiellement

- deux moteurs freins à cage

- deux reducteurs bi-étages à arbre de sortie creux

- 2 galets motorisés et deux non-motorisés.

5.3 Détermination de galet de roulement

Pour dimensionner un galet il convient de vérifier :

- qu'il est capable de supporter la charge maximale à laquelle il doit être soumis
- D'autre part qu'il est capable d'assurer sans usure anormale le service courant de l'appareil

Ces deux conditions sont vérifiées au moyen de la formule suivante :

$$\frac{P_{\text{moy}}}{b \cdot D} \leq R_1 C_1 C_2$$

dans lesquelles

D : diamètre du galet en [m.m]

b : largeur utile de rail en [m.m]

R_1 : la pression limite dépendant du matériau constituant le galet en Kgf/mm^2 .

C_1 : est un coefficient qui dépend de la vitesse de rotation du galet ; donné par le tableau (T 2,5414 Section I FEM)

C_2 : c'est un coefficient qui dépend du groupe où est classé le mécanisme ; il est donné par le tableau (T 2,5415)

pour le groupe de mécanisme 2m. $C_2 = 1$

P_{moy} : la charge moyenne que doit supporter le galet donnée par la formule suivante

$$P_{\text{moy}} = \frac{P_{\text{min}} + 2 P_{\text{max}}}{3}$$

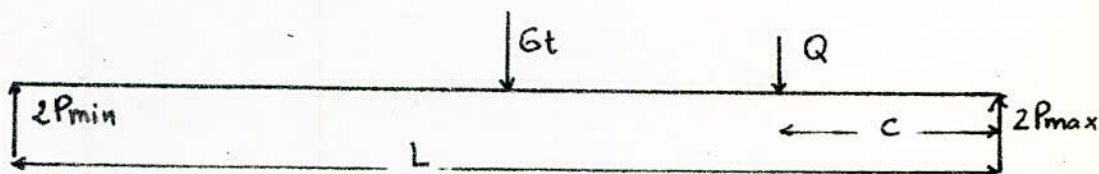
P_{max} : charge maxi par galet à pleine charge

P_{min} : charge mini par galet à pleine charge

P_{max} et P_{min} sont déterminés à partir de poids de l'ensemble de translation.

À titre indicatif on suppose que la charge du pont $G_t = 2t$ et la position extrême du chariot $c = 1m$

Etant donné que le pont repose sur 2 galets de chaque extrémité, le pont peut être schématisé de la façon suivante



$$\sum M/A = 0 : 2P_{max} L - Q(L-c) - G_t \frac{L}{2} = 0$$

$$P_{max} = \frac{Q(L-c) + G_t \frac{L}{2}}{2L}$$

$$P_{max} = \frac{35900 \cdot 8 + 2000 \cdot 4,5}{18}$$

$$P_{max} = 20955,5 \text{ N}$$

$$\sum F = 0 : 2P_{min} + 2P_{max} - G_t - Q = 0$$

$$P_{min} = \frac{Q + G_t - 2P_{max}}{2}$$

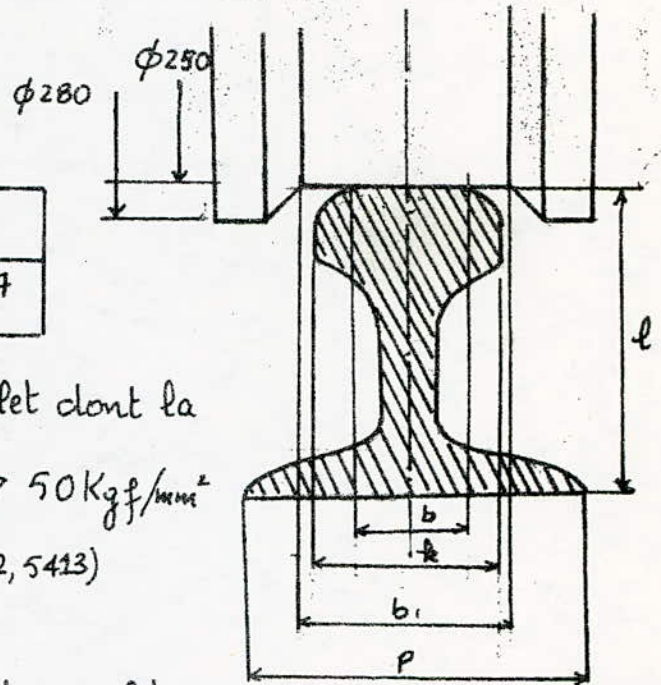
$$P_{min} = \frac{35900 + 20000 - 2 \cdot 20955,5}{2} = 6994,5 \text{ N}$$

$$\text{alors } P_{moy} = \frac{20955,5 \cdot 2 + 6994,5}{3}$$

$$P_{moy} = 16301,83 \text{ N}$$

On choisit un galet d'après les normes DIN: RAM 250/RN 250
et un rail de type R 24 d'après COST 6368-52

p	b ₁	k	b	ℓ
92	75	65	51	107



Prenons un matériau de galet dont la
charge à la rupture $\sigma_R > 50 \text{ Kgf/mm}^2$
 $P_L = 0,50 \text{ Kgf/mm}^2$ (Tableau 2,5413)

la vitesse de rotation du galet en tours par minute
sera
$$\frac{v}{\pi D} = \frac{30}{\pi \cdot 0,25} = 38,19 \text{ trs/mn d'où } C_1 = 0,97$$

$$\frac{P_{\text{moy}}}{b \cdot D} \leq P_L C_1 C_2 \rightarrow D \geq \frac{P_{\text{moy}}}{b \cdot P_L \cdot C_1 C_2}$$

$$D \geq \frac{16301,8}{0,5 \cdot 1 \cdot 0,97 \cdot 51} = 63,41 \text{ mm}$$

la relation est vérifiée donc on adopte le galet choisi

5.4 Détermination de résistance au roulements

Dans le cas général $W = W_j + W_k + W_w + W_p$

W_j : résistance au roulement

W_w : résistance due à l'action du vent

W_p : résistance due à la pente de chemin

W_k : résistance due au mouvement sur voie courbée

Dans notre cas seule la résistance au roulement intervient

$W_k = 0$ (voies linéaires)

$W_p = 0$ (voies horizontales)

$W_w = 0$ pont installé à l'intérieur d'un atelier

La force résistance due au frottement de roulement du galet sur le rail et au frottement du galet sur son essieu est donnée par la formule suivante

$$W_j = (1 + \psi) \frac{2f + \mu d}{D} (Q + Gt)$$

$\mu = 0,015$ coefficient de frottement galet - essieu

$f = 0,05$ m bras de levier de frottement de roulement de galet sur rail

$\psi = 1,5$ c'est un coefficient qui sert pour considérer les pertes additionnelles (frottements des bouclins sur les rails, inexactitude de montage etc...)

$$W_j = (1 + 1,5) (2000 + 35900) \frac{2 \cdot 0,05 + 0,015 \cdot 6}{25}$$

$$W = W_j = 1062 \text{ N}$$

5.5 Choix de moteur électrique

Partant de la puissance statique

$$P = \frac{W \cdot v}{1000 \eta} \quad [\text{Kw}]$$

avec $W = 1062$: résistance au roulement

$v = 0,5 \text{ m.s}^{-1}$ vitesse de translation

$\eta = 0,95$: rendement de mécanisme

$$P = \frac{1062 \cdot 0,5}{1000 \cdot 0,95} = 0,559 \text{ Kw}$$

Le moteur sera choisi à la base de cette puissance et du facteur de marche = 40%

$$P_m \geq \frac{P}{z} = \frac{0,559}{2} = 0,279 \text{ Kw}$$

z: est le nombre de moteurs

Notre choix va porter sur un moteur frein à cage dont les avantages sont les suivants

- blocage rapide et sûr du mécanisme d'entraînement
- sécurité en cas d'urgence, même après des millions des manoeuvres
- faibles dimensions
- prix avantageux

Le moteur est de type KBF 90 A 4/2

puissance 0,4 Kw

nombre de trs/min = 1350

$I_{rot} = 0,018 \text{ Kg.m}^2$

Couple de freinage 1,5 N.m

5.6 Caractéristique de frein nécessaire

Le couple que doit fournir le frein pour maintenir l'appareil à l'arrêt est donné par la formule suivante

$$M_H = \frac{1}{z} \left[\frac{Q + Gt}{g} \cdot \frac{v}{th} + W_w + (Q + Gt) \sin \alpha - \frac{W_d}{1 + \gamma} \right] \frac{D \eta^h}{z_{lim}} + I^* \frac{\omega}{th}$$

$v_w = 0$

$(Q + Gt) \sin \alpha = 0$: résistance due à la pente

$\delta = 1,2$ coefficient qui exprime les moments d'inertie des roues les autres pièces tournantes

$$I^* = 1,2 I_{rot} = 1,2 \cdot 0,018 = 0,0216 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

$$i_m = \frac{N_m}{N_g} = \frac{1350}{38,2} = 35,5$$

$$\omega = \frac{\pi N_m}{30} = \frac{\pi \cdot 1350}{30} = 141,37 \text{ rd s}^{-1}$$

on prend à titre indicatif un temps de freinage $t_f = 4 \text{ s}$

$$M_H = \frac{1}{2} \left[\frac{35900 + 20000}{10} \cdot \frac{0,5}{4} - \frac{1062}{2,5} \right] \frac{0,25 \cdot 0,95}{2 \times 35,5} + \frac{0,0216 \cdot 141,37}{4} = 1,22$$

on prend $M_H = 1,2 \text{ N} \cdot \text{m}$

Cette valeur confirme le choix de moteur qui est équipé d'une poulie frein plate d'un couple de $1,5 \text{ N} \cdot \text{m}$

57 Calcul de temps de démarrage

$$t_r = \frac{I_z \cdot \omega}{M_{m \text{ dem}} - M_u}$$

I_z : moment d'inertie réduit à l'arbre d'un moteur

$$I_z = \delta I_{rot} + \frac{(m_r + m_{gt}) D^2}{4 i_m^2 \eta \cdot z}$$

$$I_z = 1,2 \cdot 0,018 + \frac{(3590 + 2000) 0,25^2}{4 \times 35,5^2 \times 0,95 \times 2}$$

$$I_z = 0,058 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

$M_{m \text{ dem}}$: Couple de démarrage

$$M_{m \text{ dem}} = 0,8 M_{\text{max}}$$

$$\frac{M_{\text{max}}}{M_{\text{nom}}} = \eta = 1,7$$

M_{nom} = couple nominal

$$M_{nom} = \frac{P_{nom}}{\omega_{nom}} = \frac{400}{141,37} = 2,829 \text{ N.m}$$

$$M_{max} = m M_{nom} = 1,7 \cdot 2,829 = 4,8 \text{ N.m}$$

le couple de démarrage est alors

$$M_{dem} = 0,8 \cdot 4,8 = 3,84 \text{ N.m}$$

M_u : Couple résistant correspondant à un moteur

$$M_u = \frac{W \cdot D}{2 \lim \eta z}$$

$$M_u = \frac{1062 \cdot 0,25}{2 \times 35,5 \cdot 0,95 \cdot 2}$$

$$M_u = 1,968 \text{ N.m}$$

$$\text{finalement } t_r = \frac{0,058 \cdot 141,37}{3,84 - 1,968} = 4,38 \text{ secondes}$$

5.8 Accélération maximale pendant le démarrage

$$a_{max} = \frac{(M_{max} - M_u) D}{2 \lim I z}$$

$$a_{max} = \frac{(4,8 - 1,968) 0,25}{2 \times 35,5 \times 0,058}$$

$$a_{max} = 0,17 \text{ m.s}^{-2}$$

5.9 Accélération moyenne pendant le démarrage

$$a_m = \frac{v}{t_r}$$

$$a_m = \frac{0,5}{4,38} = 0,11 \text{ m.s}^{-2}$$

5.10 Vérification de la condition de non patinage pendant le démarrage

la charge n'est pas suspendue au crochet - c'est le cas le plus défavorable il suffit donc de vérifier la relation

suivante : $\mu_0 \Sigma P_n \geq W_{j_0} + W_r - W_{th}$

seuls deux galets sur quatre sont motorisés

$$\Sigma P_n = \frac{G_t + Q_p}{2} = \frac{20000 + 3900}{2}$$

$$\Sigma P_n = 11950 \text{ N}$$

W_{th} : résistance due à la friction dans les paliers des galets

$$W_{th} = (1 + \psi) \mu \frac{d}{D} \Sigma P_n$$

$$= (1 + 1,5) \cdot 0,015 \cdot \frac{60}{250} \cdot 11950$$

$$W_{th} = 107,55 \text{ N}$$

W_r : résistance due à la force d'inertie du système mobile (pont)

$$W_r = (m_{Q_p} + m_{G_t}) a_m$$

$$W_r = (2000 + 390) 0,11 = 272,46 \text{ N}$$

W_{j_0} : résistance au roulement à vide

$$W_{j_0} = \frac{G_t + Q_p}{Q + G_t} W_j = \frac{2000 + 390}{2000 + 3590} \cdot 1062 = 454,05 \text{ N}$$

$\mu_0 = 0,15$: Coefficient de frottement galet sur rail

$$0,15 \cdot 11950 \geq 454,05 + 272,46 - 107,55$$

$$1792,5 > 618,9 \text{ N}$$

de patinage à vide est vérifié il en résulte à charge.

5.11 Vérification de la non patinage pendant le freinage

il s'agit de vérifier que $a_{ho \max} \geq a_{h \text{ moy}}$

$a_{ho \max}$: l'accélération maximale pendant le freinage elle est

donnée par la formule suivante : $a_{ho \max} = \frac{1}{2} g \left[\mu_0 + \frac{2f + \mu d}{D} \right]$

$$a_{ho \max} = \frac{1}{2} \cdot 10 \left[0,15 + \frac{2 \times 0,05 + 0,015 \cdot 60}{250} \right] = 0,75 \text{ m.s}^{-2}$$

$a_{ho \text{ moy}}$: Accélération moyenne pendant le freinage à vide

$$a_{ho \text{ moy}} = \frac{v}{t_{ho}}$$

détermination de t_{ho}

$$t_{ho} = \frac{I_{zho} \cdot \omega}{M_H + M_{1ho}}$$

I_{zho} : moment d'inertie réduit à l'arbre d'un moteur pendant le freinage à vide

$$I_{zho} = \delta I_{rot} + \frac{m_{bt} D^2}{4 I_m^2 z} \eta_{mh}$$

$$I_{zho} = 1,2 \cdot 0,018 + \frac{2000 \cdot 0,25^2}{4 \times 35,5^2 \times 2} \cdot 0,95 =$$

$$I_{zho} = 0,034 \text{ Kg.m}^2$$

M_{1ho} : Couple résistant à l'arbre du moteur pendant le freinage à vide

$$M_{1ho} = \frac{W_{jo}}{1 + \psi} \cdot \frac{D}{2 I_m} \cdot \eta_{mh} \cdot \frac{1}{z}$$

$$M_{1ho} = \frac{454}{2,5} \cdot \frac{0,25 \cdot 0,95}{2 \times 35,5 \cdot 2} = 0,30 \text{ N.m}$$

$$t_{ho} = \frac{0,034 \cdot 141,37}{1,2 + 0,30} = 3,3 \text{ s}$$

$$a_{ho} = \frac{v}{t_{ho}} = \frac{0,5}{3,3} = 0,15 \text{ m.s}^{-2}$$

On a bien $a_{ho} < a_{ho \max}$ donc la condition de non freinage pendant le freinage à vide est vérifiée il en sera de même à charge

5.2 Calcul de temps de freinage

$$t_h = \frac{I_{zh} \cdot \omega_h}{M_H + M_{uh}}$$

I_{zh} : moment d'inertie reduit à l'arbre du moteur pendant le freinage

$$I_{zh} = \delta I_{rot} + \frac{m_q + m_{gt}}{4 i_m^2 z} \cdot \eta_{mh}$$

$$= 1,2 \cdot 0,018 + \frac{3590 + 2000}{4 \times 35,5^2 \times 2} \cdot 0,95$$

$$I_{zh} = 0,055 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

M_{uh} : moment resistant sur l'arbre du moteur pendant le freinage

$$M_{uh} = \frac{W_j \cdot D}{2 i_m z (1 + \psi)} \cdot \eta_{mh}$$

$$M_{uh} = \frac{1062 \cdot 0,25}{2 \times 35,5 \times 2 (2,5)} \cdot 0,95 = 0,708 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$t_h = \frac{0,055 \cdot 141,37}{1,2 + 0,708}$$

$$t_h = 4,08 \text{ s}$$

6 CALCUL DE REDUCTEUR

6.1 Généralité sur le choix de denture

Dans les engrenages à denture droite, le passage d'une dent à l'autre s'accompagne toujours d'un léger choc augmentant avec l'usure ce qui entraîne en conséquence un fonctionnement irrégulier et bruyant principalement aux grandes vitesses pour éviter cet inconvénient on utilise des dentures hélicoïdales disposées en hélice sur le cylindre primitif, elles ont généralement plus de deux dents simultanément en contact de même on obtient un fonctionnement régulier et silencieux, surtout aux grandes vitesses et un rendement accru, de plus on peut obtenir des entraxes quelconques en modifiant l'angle d'hélice. Toute fois l'effort normal aux surfaces en contact n'est pas orthogonal à l'axe des roues, sa composante axiale tend à faire glisser les arbres dans leurs paliers, il faut prévoir des butées pour maintenir les roues l'une en face de l'autre. Les hélices de chacune des roues sont de sens contraire l'une à droite, l'autre à gauche.

On note que dans le but d'avoir un montage adapté avec la forme de l'ensemble de mécanisme on est ramené à surdimensionner notre réducteur

$$6.2 \text{ Rapport de réducteur: } i_m = \frac{n_{\text{mot}}}{n_{\text{galé}}}} = \frac{1350}{38,2} = 35,34$$

On adopte donc pour notre reducteur 2 etages cylindriques à dentures hélicoïdales

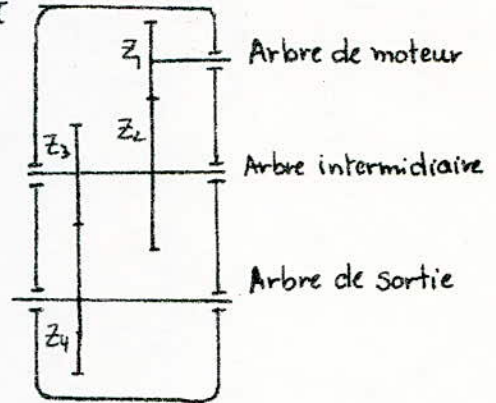
6.3 Schéma cinématique

z_1 : nbre de dents de pignon de l'étage I

z_2 : " " " la roue " "

z_3 : " " " pignon " " II

z_4 : " " " roue " " II



6.4 Vérification de 1^{er} étage

La vérification du dimensionnement des engrenages sera envisagée d'après la méthode de G. Henriot dans son ouvrage "traité théorique et pratique des engrenages TOME 1"

En base de calculs préliminaires les paramètres le plus adaptés aux dimensions générales sont

$$z_1 = 18 ; z_2 = 144$$

$b/d = 0,8$: rapport largeur sur diamètre

$m_n = 1,75$ mm : module du 1^{er} étage

matériau pour le pignon : 35 NC 6 (dureté Brinell superficielle entre 240 et 270 ; charge à la rupture entre 80 et 90 daN/mm²)

$\sigma_{H_1} = 90$ daN/mm² : pression superficielle limite de base

$\sigma_{b, \text{lim}} = 17$ daN/mm² : valeur limite de base de la contrainte de rupture

641 Détermination de capacité à la pression superficielle pour le pignon de 1 étage

$$F_{t, adm} = \frac{K_v \cdot K_H \cdot K_H \cdot K_A}{Z_E^2 Z_\beta^2 Z_c^2} \sigma_{H-lim}^2 b d, Cr$$

Recherche des différents paramètres

K_v : facteur de vitesse : c'est un facteur dynamique qui fait intervenir les surcharges dues à l'effet combiné des erreurs de denture et de la vitesse, compte tenu des inerties de la transmission.

nous adoptons comme classe de précision III denture de bonne qualité commerciale ou $K_v = \frac{6}{6 + \sqrt{v_t}}$

v_t : vitesse tangentielle de pignon

$$v_t = \frac{\pi d N}{60} = \frac{\pi m_n z N}{\cos \beta} = \frac{\pi \cdot 1,75 \cdot 18 \cdot 1350}{\cos 20} = 2,369 \text{ m.s}^{-1}$$

$$K_v = \frac{6}{6 + \sqrt{2,37}} = 0,79 \quad K_v = 0,79$$

K_A : facteur de service

c'est un facteur qui est introduit pour tenir compte de la nature de l'organe moteur et de l'organe receveur

organe moteur électrique

degré de choc de l'organe receveur II c à d fonctionnement avec chocs modérés.

service jusqu'à 12^h/jour

$$K_A = 0,80$$

K_{HL} : facteur de durée

il est fonction de la longueur et de la vitesse de rotation de l'élément

$$K_{HL} = \left(\frac{10^7}{N} \right)^{1/6}$$

$$N = n_1 \cdot 60 \cdot H$$

H: durée théorique d'utilisation donnée en fonction de classe de fonctionnement V_2 et de temps de fonctionnement $\leq 4^h$

$$H = 6300 \text{ heures} \quad (\text{Tableau T. 2, II})$$

$$N = 1350 \cdot 60 \cdot 6300 = 51,03 \cdot 10^7$$

$$K_{HL} = \left(\frac{10^7}{51,03 \cdot 10^7} \right)^{1/6} = 0,52$$

$$K_{HL} = 0,52$$

facteur de portée K_M :

Une portée de denture incorrecte entraîne une concentration de contrainte dans certaine zone d'où l'introduction de ce facteur afin de réduire la charge admissible

si on prend $b/d = 0,8$ l'abaque VIII 23 donne

$$K_M = 1$$

facteur de matériau Z_E

Le facteur est fonction des modules d'élasticité longitudinaux du pignon E_1 et de la roue E_2 si $E_1 = E_2$

$$Z_E^2 = 7700$$

facteur géométrique Z_c

En fonction de l'angle $\beta = 20^\circ$; Z_c^2 est donné avec une bonne approximation par l'abaque VIII 33 $Z_c^2 = 2,81$

facteur de longueur de contact z_β

il a été convenu par l'ISO d'adopter la valeur $z_\beta = \frac{1}{\sqrt{\epsilon_\alpha}}$
si le rapport de recouvrement $\epsilon_\beta \geq 1$

En fonction de $\beta_n = 20^\circ$ et de $d_n = 20$ l'abaque $\forall 34$ donne

$$\epsilon_\alpha = 1,56 \text{ d'où } z_\beta^2 = \frac{1}{\epsilon_\alpha} = \frac{1}{1,56}$$

$$z_\beta^2 = 0,64$$

facteur de rapport C_r

pour un engrenement extérieur $C_r = \frac{i_1}{i_1 + 1} = \frac{8}{9}$

$$C_r = 0,88$$

facteur de conversion $K = \frac{10^{-6}}{1,96}$

Étant donné que les paramètres ci-dessus sont connus, avec

$$d = \frac{m_n z}{\cos \beta} = \frac{1,75 \cdot 18}{\cos 20} = 33,52 \text{ mm}$$

$$b = 0,8 d = 0,8 \cdot 33,52 = 26,8 \text{ mm}$$

alors

$$F_{t \text{ adm}} = \frac{0,79 \cdot 0,52 \cdot 1 \cdot 0,80}{7700 \cdot 0,64 \cdot 2,81} 90^2 \cdot 33,52 \cdot 26,8 \cdot 0,8 \cdot 0,88$$

$$F_{t \text{ adm}} = 152,05 \text{ daN}$$

la puissance correspondante est alors

$$P_{t \text{ adm}} = \frac{1}{1,96 \cdot 10^6} d \cdot n \cdot F_{t \text{ adm}}$$

$$P_{t \text{ adm}} = \frac{1}{1,96 \cdot 10^6} \cdot 33,52 \cdot 1350 \cdot 152,05$$

$$P_{t \text{ adm}} = 3,51 \text{ Kw}$$

642 Détermination de σ_{H2} de la roue

36

Pour avoir un engrenage bien équilibré il faudrait que

$$\frac{\sigma_{H1}^2 \lim}{\sigma_{H2}^2 \lim} = \frac{K_{H1}}{K_{H2}}$$

$$\text{d'où } \sigma_{H2} \lim = \sigma_{H1} \lim \left(\frac{K_{H1}}{K_{H2}} \right)^{1/2}$$

$$N_2 = 60 n_2 \cdot H = 60 \cdot 168,75 \cdot 6300 \text{ alors } K_{H2} = 0,73$$

$$\sigma_{H2} = 90 \left(\frac{0,52}{0,73} \right)^{1/2} = 76 \text{ dan/mm}^2$$

6.4.3 Détermination de la capacité de la charge à la rupture

La force tangentielle admissible que la dent de pignon ou de la roue peut supporter en toute sécurité est donnée par l'expression

$$F_t = \sigma_{b, \lim} b \cdot m_n \frac{K_v \cdot K_M \cdot K_{\beta L} \cdot K_A}{Y_{\varepsilon} Y_{F1} Y_{\beta} Y_c}$$

$Y_{\varepsilon} = 1$: facteur de conduite qui tient qu'à certains instants de l'engrenement, deux couples sont en contact

Y_F : facteur de forme : obtenu à partir des courbes de la fig III 7 en considérant le nombre des dents virtuels

$\alpha_n = 20^\circ$ l'angle de pression normal

$x = 0$ coefficient de déport

$\beta = 20^\circ$ l'angle d'hélice

$$Z_{D1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{18}{\cos^3 20} = 21,69 \rightarrow Y_{F1} = 2,7$$

$$Z_{D2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{144}{\cos^3 \beta} = 173,5 \rightarrow Y_{F2} = 2,57$$

γ_β : facteur d'inclinaison : c'est un facteur qui est introduit pour tenir compte de la façon de contact entre 2 dentures

$\beta = 20$ l'abaque VIII II donne $\gamma_\beta = 0,78$

γ_c : facteur de correction

pas de correction au fond de dent donc $\gamma_c = 1$

K_{bL_1} : facteur de durée

$$K_{bL_1} = \left(\frac{10^7}{N_1} \right)^{1/10} = 0,67$$

$$F_t \text{ adm} = \frac{17 \cdot 26,81 \cdot 1,75 \cdot 0,78 \cdot 0,8 \cdot 0,67 \cdot 1}{2,7 \times 1 \times 0,78 \times 1}$$

$$F_t \text{ adm} = 160,4 \text{ daN}$$

la puissance correspondante est alors $P_t \text{ adm} = \frac{1}{K} d_1 n_1 F_t \text{ adm}$

$$P_t \text{ adm} = \frac{1}{1,96 \cdot 10^6} \cdot 50,52 \cdot 1350 \cdot 160,4$$

$$P_t \text{ adm} = 3,70 \text{ Kw}$$

644 Détermination de $\sigma_{b2 \text{ lim}}$ la roue

Pour égaliser la capacité de charge du pignon et de la roue

il faudrait que $\sigma_{b2} = \sigma_{b1} \left(\frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \right) \left(\frac{K_{bL1}}{K_{bL2}} \right)$

$$K_{bL_2} = \left(\frac{10^7}{N_2} \right)^{1/10} = 0,83$$

$$\sigma_{b2} = 17 \cdot \left(\frac{2,57}{2,7} \right) \left(\frac{0,67}{0,83} \right) = 13 \text{ daN/mm}^2$$

64.5 Détermination du matériau de la roue

$$(1) \sigma_{H2} = 72 \text{ daN/mm}^2$$

$$(2) \sigma_{b2} = 13 \text{ daN/mm}^2$$

En se reperant à l'abaque III 37 qui donne $\sigma_{H \text{ lim}}$ en fonction de la dureté Brinell superficielle on trouve pour l'acier au carbone

$\sigma_{H2} = 72 \text{ daN/mm}^2$; une dureté Brinell (150 ÷ 200)

2) Et à l'abaque VII 17 qui donne σ_{blim} en fonction de la charge à la rupture pour le même matériau. on trouve pour

$b = 13 \text{ daN/mm}^2$ une charge à la rupture (50 ÷ 60 daN/mm²)

le tableau VIII donne le matériau correspondant

XC 35 ; charge à la rupture 60 ÷ 70 daN/mm²

dureté Brinell 170 ÷ 200

6.5 Verification du 2^{ème} étage

6.5.1 Caracteristiques de depart

$$\alpha_n = 20^\circ$$

$$\beta = 35^\circ$$

$$m_n = 2$$

$$z_3 = 28 ;$$

6.5.2 Détermination de la pression superficielle pour le pignon

On procède de la même manière que pour le premier étage on aurait

facteur de vitesse K_v

$$K_v = \frac{6}{6 + \sqrt{v_t}}$$

$$v_t = \frac{\pi d_1 N_2}{60} = \frac{\pi \cdot m_n z N_2}{60 \cos \beta} = \frac{\pi \cdot 2 \cdot 28 \cdot 168,75}{60 \cos 35} = 0,604 \text{ ms}^{-1}$$

$$K_v = \frac{6}{6 + \sqrt{0,604}} = 0,885$$

facteur K_M : $b/d = 0,54 < 1$ donc $K_M = 1$

Coefficient de rapport : $C_r = \frac{i_2}{i_2 + 1}$

$$i_2 = \frac{i_m}{i_1} = \frac{35,34}{8} = 4,41 \rightarrow C_r = 0,815$$

facteur geometrique

$$\beta = 35^\circ$$

$$\alpha_n = 20^\circ$$

$$\longrightarrow Z_\beta = \frac{1}{Z_\alpha} = \frac{1}{1,42} = 0,7$$

les autres facteurs etant les mêmes que le premier etage

K_{bl_2}	K_{Hl_2}	K_H	K_V	Z_E	C_α	K	B/d	Z_ϵ	Z_β
0,83	0,73	1	0,885	7700	0,815	0,80	0,54	2,25	0,7

L'effort tangentiel à la pression superficielle

$$F_{t0} = \frac{P_{adm}}{v_t} = \frac{3540}{0,604} = 5841,2 \text{ N}$$

$$F_{t0} = 5841,2 \text{ daN}$$

$$\sigma_{H1} = \sqrt{\frac{F_{t0} \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta \cdot Z_E}{b d_1 C_\alpha K_V K_A K_{Hl_2} K_H}}$$

$$\sigma_{H1} = \sqrt{\frac{5841,2 \cdot 2,25 \cdot 0,7 \cdot 7700}{0,54 \cdot 68,36^2 \cdot 0,815 \cdot 0,855 \cdot 0,8 \cdot 0,73 \cdot 1}}$$

$$\sigma_{H1} = 83 \text{ daN/mm}^2$$

6.5.3 Determination de la contrainte à la rupture de pignon

$$\sigma_{b1} = \frac{F_{t1} \cdot Y_F \cdot Y_E \cdot Y_\beta \cdot Y_c}{b m_p \cdot K_V \cdot K_A \cdot K_{bl} \cdot K_H}$$

Y_F : facteur de forme

$$Z_{v3} = \frac{Z_3}{\cos^3 \beta} = \frac{28}{\cos^3 35} = 51 \longrightarrow Y_{F1} = 2,65$$

$$Z_{v3} = \frac{Z_4}{\cos^3 \beta} = \frac{123}{\cos^3 35} = 123 \longrightarrow Y_{F2} = 2,55$$

$Y_c = 1$; facteur de correction

$Y_\varepsilon = 1$: facteur de conduite

Y_β : facteur d'inclinaison ($\beta = 35^\circ$) $Y_\beta = 0,75$

l'effort tangentiel

$$F_{t_1} = \frac{P_{adm}}{v_t} = \frac{3700}{0,604} = 6125,8 \text{ N}$$

$$F_{t_1} = 612,58 \text{ daN}$$

$$\sigma_{b_1} = \frac{612,5 \cdot 2,65 \cdot 1 \cdot 0,75 \cdot 1}{0,54 \cdot 68,36 \cdot 0,885 \cdot 0,8 \cdot 0,83 \cdot 2} = 28 \text{ daN/mm}^2$$

6.5.4 Détermination de matériau de pignon

Pour l'acier allié à trempe totale

$\sigma_b = 28 \text{ daN/mm}^2$: la charge à la rupture = 100 daN/mm^2 (VII 37)

$\sigma_{H_1} = 83 \text{ daN/mm}^2$: Dureté Brinell $200 \div 250$ (abaque VII 17)

le tableau VII donne comme matériau pour le pignon 35Nc11

charge à la rupture $85 \div 100$;

dureté Brinell $250 \div 300$ + revenu 600°C

6.5.5 Détermination de σ_{H_2} et σ_{b_2} de la roue

étant donné que l'engrenage est équilibré

$$\sigma_{H_2} = \sigma_{H_1} \cdot \sin \left(\frac{K_{HL_2}}{K_{HL_3}} \right)^{1/2}$$

$$N_3 = 60 n_3 H$$

$$N_3 = 60 \cdot 38,2 \cdot 6300$$

$$K_{HL_3} = 0,94 ; K_{bL_3} = 0,96$$

$$\sigma_{H_2} = 83 \left(\frac{0,73}{0,94} \right)^{1/2} = 74 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_{b_2} = \sigma_{b_1} \frac{Y_{F_2}}{Y_{F_1}} \cdot \frac{K_{bL_2}}{K_{bL_3}} = 28 \left(\frac{2,55}{2,65} \right) \left(\frac{0,83}{0,96} \right) = 19 \text{ daN/mm}^2$$

656 Détermination du matériau

41

$$\sigma_{H2} = 74 \text{ dan/mm}^2 \quad \text{Dureté Brinell 200}$$

$$\sigma_{b2} = 19 \text{ dan/mm}^2 \quad \text{Charge à la rupture } 70 \div 80 \text{ dan/mm}^2$$

matériau correspondant XC 45

66 Calcul dynamique

On adopte finalement $P = 3,7 \text{ Kw}$ comme puissance pour notre réducteur.

les composantes tangentielles seront donc

a) dans le premier étage

$$T^{2/1} = T^{1/2} = \frac{2P}{\omega_I d_1}$$

$$P = 3700 \text{ W}$$

$$\omega_I = 141,37 \text{ rad/s} \quad \text{vitesse de rotation de pignon}$$

$$d_1 = 33,33 \text{ mm} \quad \text{diamètre primitif de pignon}$$

$$T^{2/1} = T^{1/2} = \frac{2 \cdot 3700}{141,37 \cdot 33,33} = 1570 \text{ N}$$

b) dans le deuxième étage

$$T^{3/4} = T^{4/3} = \frac{2P}{\omega_{II} d_3}$$

$$\omega_{II} = \frac{\pi n_2}{30} = \frac{\pi \cdot 168,75}{30} = 17,67 \text{ rad/s} \quad \text{vitesse de rotation de pignon}$$

$$d_3 = 68,23 \text{ mm} \quad \text{diamètre de pignon}$$

$$T^{3/4} = T^{4/3} = \frac{2 \times 3700}{17,67 \cdot 68,23} = 6137 \text{ N}$$

6.7 Caractéristiques géométriques des engrenages

1^{er} étage

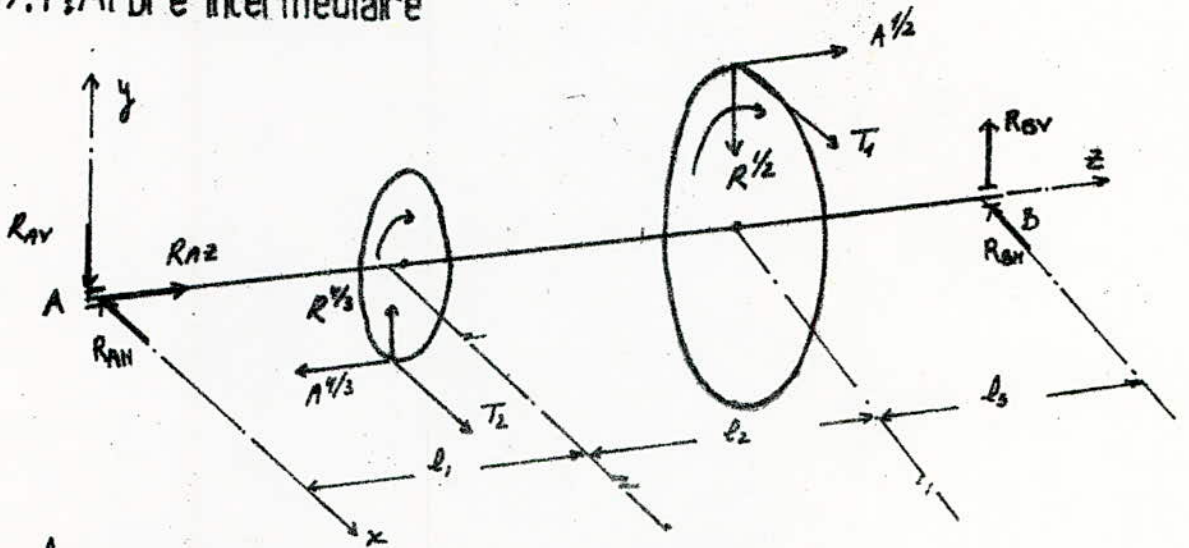
Symbole	Nomination	Calcul
a	entraxe	150 mm
m_n	module réel	1,75 mm
z	nombre des dents	$z_1 = 18 ; z_2 = 144$
β	Angle d'hélice	$\text{Arc cos } \frac{m_n(z_1+z_2)}{2a} = \text{Arcos } \frac{1,75(144+18)}{2 \times 150} = 19,09$
p_n	pas réel	$p_n = m_n \pi = 1,75 \cdot \pi = 5,437 \text{ mm}$
p_t	pas apparent	$p_t = p_n / \cos \beta = 5,437 / \cos 19,091 = 5,817$
d	diamètres primitifs	$d_1 = \frac{z_1 m_n}{\cos \beta} = \frac{18 \cdot 1,75}{\cos 19,091} = 33,333 \text{ mm}$ $d_2 = \frac{z_2 m_n}{\cos \beta} = \frac{162 \cdot 1,75}{\cos 19,091} = 266,666 \text{ mm}$
h_a	saillie	$h_a = m_n = 1,75$
h_f	creux	$h_f = 1,25 m_n = 1,25 \cdot 1,75 = 2,187 \text{ mm}$
d_a	diamètres de tête	$d_{a1} = d_1 + 2h_a = 33,333 + 2(1,75) = 36,8 \text{ mm}$ $d_{a2} = d_2 + 2h_a = 266,666 + 2(1,75) = 270,2 \text{ mm}$
d_f	diamètres de pied	$d_{f1} = d_1 - 2h_f = 33,333 - 2(2,187) = 28,8$ $d_{f2} = d_2 - 2h_f = 266,66 - 2(2,187) = 222,2$
b	largeur de denture	$b = 0,8 d = 0,8 \cdot 33,333 = 26,6 \text{ mm}$
α_n	Angle de pression	$\alpha_n = 20$
α_t	Angle de pression apparent	$\alpha_t = \text{Arctg } \frac{\alpha_n}{\cos \beta} = \text{Arctg } \frac{20}{\cos 19,09} = 21,064$
m_t	module apparent	$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{1,75}{\cos 19,09} = 1,851 \text{ mm}$
ϵ_β	rapport de recouvrement	$\epsilon_\beta = \frac{b \cdot \text{tg } \beta}{\pi m_t} = \frac{26,6 \cdot \text{tg } 19,09}{\pi \cdot 1,851} = 1,58$
β_b	Angle d'inclinaison de base	$\text{Arctg } (\text{tg } \beta \cos \alpha_t) = \text{Arctg } (\text{tg } 20 \cos 21,06)$ $\beta_b = 18,76$

Symbole	Nomination	Calcul
a	entraxe	184 mm
m_n	module réel	2 mm
Z	nombre des dents	$Z_3 = 28$; $Z_4 = 123$
β	Angle d'hélice	$\beta = \text{Arc cos } \frac{2(123 + 28)}{2 \times 184} = 34,849^\circ$
p_n	pas réel	$p_n = m_n \pi = 6,283 \text{ mm}$
p_t	pas apparent	$p_t = p_n / \cos \beta = 6,283 / \cos 34,849 =$
d	diamètres primitifs	$d_3 = \frac{m_n Z_3}{\cos \beta_2} = 68,238 \text{ mm}$ $d_4 = \frac{m_n Z_4}{\cos \beta_2} = \frac{2 \cdot 123}{\cos 34,849} = 299,76 \text{ mm}$
h_a	sauflie	$h_a = m_n = 2$
h_f	creuse	$h_f = 1,25 m_n = 2,5 \text{ mm}$
d_a	diamètre de tête	$d_{a3} = d_3 + 2 h_a = 68,238 + 2 \cdot 2 = 72,2 \text{ mm}$ $d_{a4} = d_4 + 2 h_a = 299,762 + 2 \cdot 2 = 303,8 \text{ mm}$
d_f	diamètre de pied	$d_{f3} = d_3 - 2 h_f = 68,238 - 2 \cdot 2,5 = 63,2 \text{ mm}$ $d_{f4} = d_4 - 2 h_f = 299,762 - 2 \cdot 2,5 = 294,8 \text{ mm}$
b	largeur de denture	$b = 0,54 d_3 = 0,54 \cdot 68,238 = 36,8$
α_n	Angle de pression	$\alpha_n = 20$
α_t	Angle de pression apparent	$\alpha_t = \text{Arc tg } \frac{\text{tg } \alpha_n}{\cos \beta} = \text{Arc tg } \frac{\text{tg } 20}{\cos 34,849} = 23,91^\circ$
ε_β	rapport de recouvrement	$\varepsilon_\beta = \frac{b \text{ tg } \beta \cos \beta}{\pi m_n} = \frac{36,8 \cdot \text{tg } 34,849 \cos 34,849}{\pi \cdot 2}$ $\varepsilon_\beta = 1,06$

7. CALCULS D'ARBRES

Les différents arbres de mécanisme de translation travaillent à la flexion et à la torsion

7.1. Arbre intermédiaire



$$l_1 = 0,034 \text{ m}$$

$$l_2 = 0,036 \text{ m}$$

$$l_3 = 0,025 \text{ m}$$

$$d_3 = 0,068 \text{ m}$$

$$d_2 = 0,266 \text{ m}$$

Composantes radiales

$$R^{1/2} = T_1 \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \beta = 1570 \operatorname{tg} 20 / \cos 19,09 = 605 \text{ N}$$

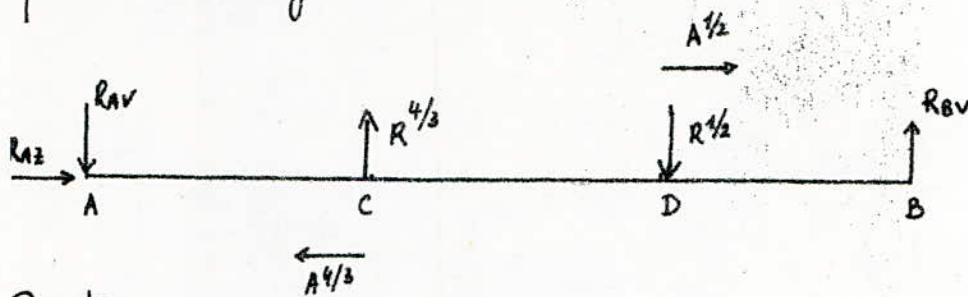
$$R^{4/3} = R^{4/3} = T_2 \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \beta = 6137 \operatorname{tg} 20 / \cos 19,09 = 2364 \text{ N}$$

Composantes axiales

$$A^{1/2} = A^{2/4} = T_1 \operatorname{tg} \beta_1 = 1570 \operatorname{tg} 19,09 = 544 \text{ N}$$

$$A^{3/4} = A^{4/3} = T_2 \operatorname{tg} \beta_2 = 6137 \operatorname{tg} 34,849 = 4273 \text{ N}$$

plan vertical yAz



Reactions:

$$\sum M/A = 0: -R_{BV}l + R^{1/2}(l_1 + l_2) - R^{4/3}l_1 + A^{1/2}r_2 + A^{4/3}r_3$$

$$R_{BV} = \frac{R^{1/2}(l_1 + l_2) - R^{4/3}l_1 + A^{1/2}r_2 + A^{4/3}r_3}{l}$$

$$R_{BV} = \frac{605 \cdot 0,07 - 2364 \cdot 0,034 + 544 \cdot 0,133 + 4273 \cdot 0,034}{0,095}$$

$$R_{BV} = 1890 \text{ N}$$

$$\sum M/B = 0: R_{AV}l - R^{4/3}(l_2 + l_3) + R^{1/2}l_3 - A^{4/3}r_3 - A^{1/2}r_2 = 0$$

$$R_{AV} = \frac{R^{4/3}(l_2 + l_3) - R^{1/2}l_3 + A^{4/3}r_3 + A^{1/2}r_2}{l}$$

$$\frac{2364 \cdot 0,061 - 605 \cdot 0,025 + 4273 \cdot 0,034 + 544 \cdot 0,133}{0,095}$$

$$R_{AV} = 3650 \text{ N}$$

Moments fléchissants

Au pt A $M_{fvA} = 0$

Au pt C

à gauche: $M_{fvC} = -R_{AV}l_1 = -3650 \cdot 0,034 = -124 \text{ N.m}$

à droite: $M_{fvC} = -R_{AV}l_1 + A^{4/3}r_3 = -3650 \cdot 0,034 + 4273 \cdot 0,034 = +21,2 \text{ N.m}$

Au point D

à gauche: $M_{fvD} = -R_{AV}(l_1 + l_2) + R^{4/3}l_2 + A^{4/3}r_3$

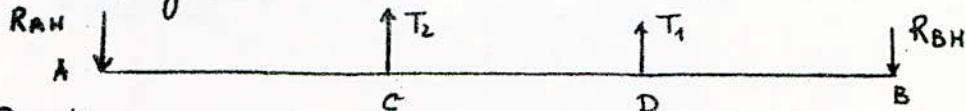
$$M_{fvD} = -3650 \cdot 0,070 + 2364 \cdot 0,036 + 4273 \cdot 0,034 = -25,1 \text{ N.m}$$

à droite

$$M_{fD} = -R_{AV}(l_1 + l_2) + R^{4/3} l_2 + A^{4/3} l_3 + A^{1/2} l_2$$

$$= -3650 \cdot 0,070 + 2364 \cdot 0,036 + 4273 \cdot 0,034 + 544 \cdot 0,133 = 47,2 \text{ N}$$

Plan horizontal



Reactions :

$$\sum M/A = 0 : R_{BH} l - T_1(l_1 + l_2) - T_2 l_1 = 0$$

$$R_{BH} = \frac{T_2 l_1 + T_1(l_1 + l_2)}{l}$$

$$R_{BH} = \frac{6137 \cdot 0,034 + 1570 \cdot 0,07}{0,095} = 3353 \text{ N}$$

$$\sum M/B = 0 : R_{AH} l - T_2(l_2 + l_3) - T_1 l_3 = 0$$

$$R_{AH} = \frac{T_2(l_2 + l_3) + T_1 l_3}{l}$$

$$R_{AH} = \frac{6137 \cdot 0,061 + 1570 \cdot 0,030}{0,095} = 4436 \text{ N}$$

Moments flechissants

$$\text{Au point A : } M_{fHA} = 0$$

$$\text{Au point C : } M_{fHC} = -R_{AH} l_1 = 4436 \cdot 0,034 = 150 \text{ N.m}$$

$$\text{Au point D : } M_{fHD} = R_{AH}(l_1 + l_2) - T_2 l_2 =$$

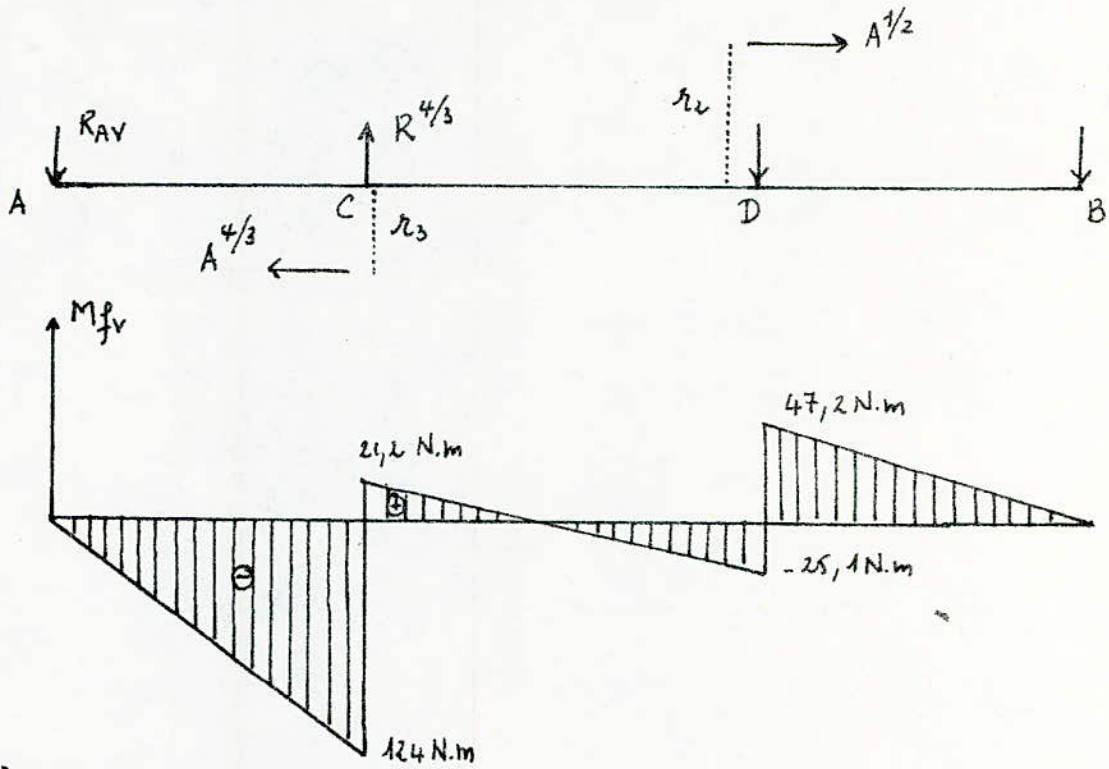
$$M_{fHD} = 4436 \cdot 0,070 + 6137 \cdot 0,036 = -83,6 \text{ N.m}$$

$$\text{Au point B : } M_{fHB} = 0$$

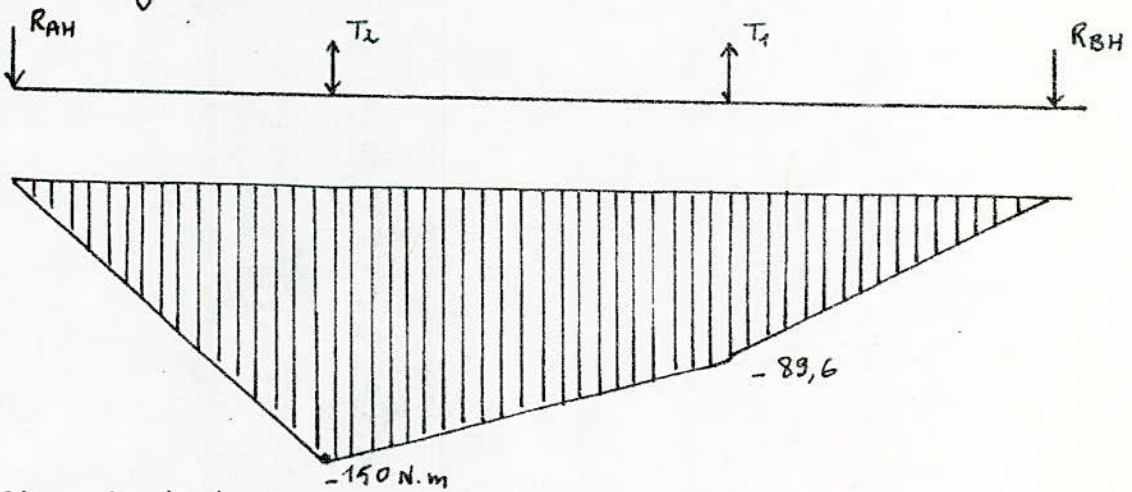
Moment de Torsion

$$M_t = T_2 \cdot \frac{d_3}{2} = 6137 \cdot 0,034 = 208,6 \text{ N.m}$$

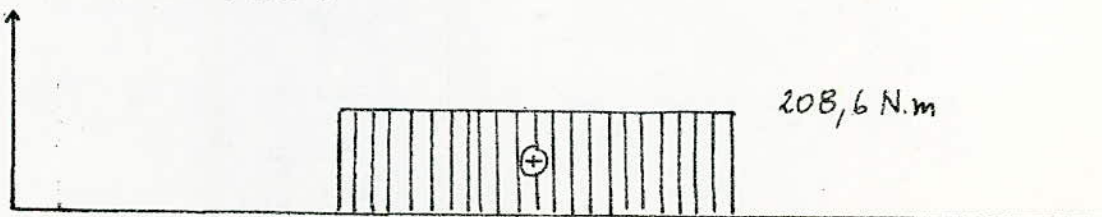
Tracés des diagrammes des moments :
Plan vertical



Plan horizontal



Moment de torsion



Determination du diamètre de l'arbre

$$W_x = \frac{M_i}{\sigma_{adm}} = 0,1 d^3 ; \quad \sigma_{adm} = \frac{Z_F}{X} ; \quad \sigma_{adm} = 60 \div 70 \text{ MPa}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 M_i}{\sigma_{adm}}}$$

Z_F : limite d'endurance à la fatigue

X : Coefficient de sécurité

M_i : moment isoval de la section considérée donné par

la formule suivante $M_i = \frac{1}{2} M_f + \frac{1}{2} \sqrt{M_f^2 + M_t^2}$

On dimensionne notre arbre pour $M_i \text{ max}$ développé au ptc

$$M_{f \text{ max}} = \sqrt{M_{fH \text{ max}}^2 + M_{fV \text{ max}}^2}$$

$$M_{f \text{ max}} = \sqrt{124^2 + 150^2} = 194,6 \text{ N.m}$$

$$M_i \text{ max} = \frac{1}{2} \cdot 194,6 + \frac{1}{2} \sqrt{194,6^2 + 208,6^2} = 240 \text{ N.m}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 M_i}{\sigma_{adm}}}$$

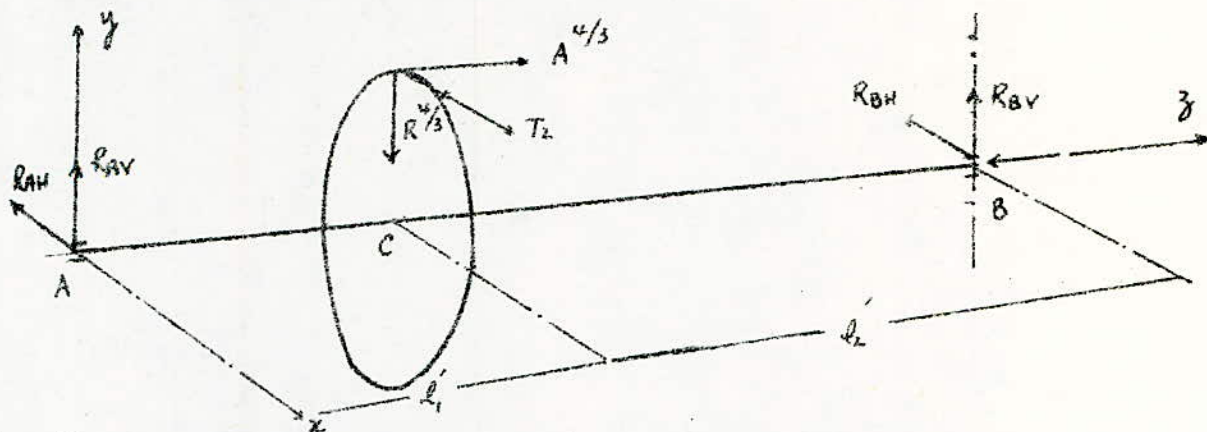
$$M_i \text{ en N.mm} = 240000$$

$$\sigma_{adm} = \text{N/mm}^2 = 60$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 240000}{60}} = 34,2 \text{ mm}$$

Le diamètre adopté est $d = 45 \text{ mm}$ pour des raisons de construction.

72 Arbre de sortie du reducteur



$$l'_1 = 0,033 \text{ m}$$

$$r_4 = 0,149 \text{ m}$$

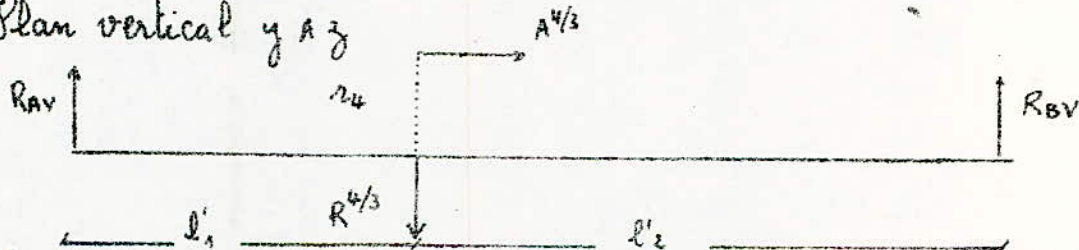
$$T_2 = 6137 \text{ N}$$

$$l'_2 = 0,065 \text{ m}$$

$$R^{4/3} = 2364 \text{ N}$$

$$l = 0,098 \text{ m}$$

$$A^{4/3} = 4273 \text{ N}$$

Plan vertical $y A z$ 

Reactions

$$\sum M/A = 0: - R^{4/3} l'_1 + R_{BV} l - A^{4/3} r_4 = 0$$

$$R_{BV} = \frac{R^{4/3} l'_1 + A^{4/3} r_4}{l}$$

$$R_{BV} = \frac{2364 \cdot 0,033 + 4273 \cdot 0,149}{0,098} = 7292,7 \text{ N}$$

$$R_{BV} = 7293 \text{ N}$$

$$\sum M/B = 0: R_{AV} l' - R^{4/3} l'_2 + A^{4/3} r_4 = 0$$

$$R_{AV} = \frac{R^{4/3} l'_2 - A^{4/3} r_4}{l}$$

$$R_{AV} = \frac{2364 \cdot 0,065 - 4273 \cdot 0,149}{0,098}$$

$$R_{AV} = -4928 \text{ N}$$

Moments flechissants

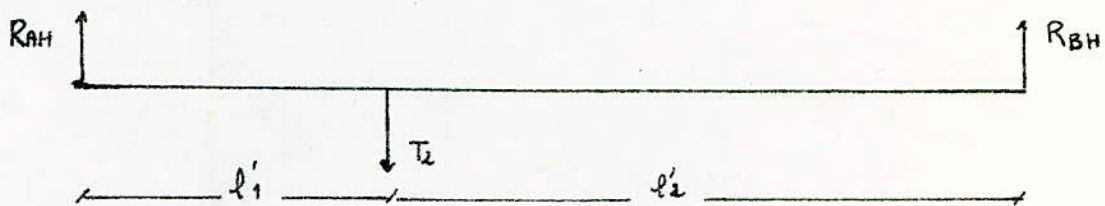
Au pt A : $M_{fvA} = 0$

Au pt C : à gauche : $R_A l'_1 = -4928 \cdot 0,033 = -162,6 \text{ N.m}$

à droite : $R_A l'_1 + A^{4/3} r_4 = -162,6 + 4273 \cdot 0,149 = 474 \text{ N.m}$

Au pt B : $M_{fvB} = 0$

Plan horizontal $x A_z$



$\Sigma M/A = 0 : R_{BH} l' - T_2 l'_1 = 0$

$R_{BH} = \frac{T_2 l'_1}{l'} = \frac{6137 \cdot 0,033}{0,098} = 2066 \text{ N}$

$\Sigma M/B = 0 : R_{AH} l' - T_2 l'_2 = 0$

$R_{AH} = \frac{T_2 l'_2}{l'} = \frac{6137 \cdot 0,065}{0,098} = 4070 \text{ N}$

Moments flechissant

Au pt A : $M_{fHA} = 0$

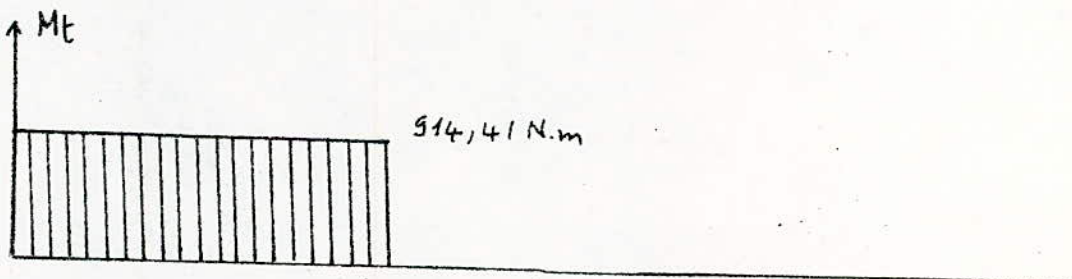
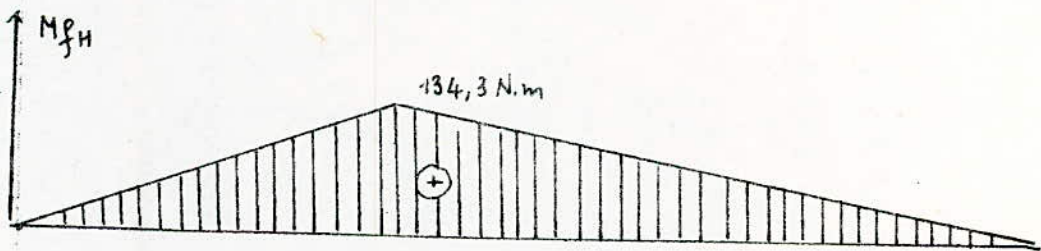
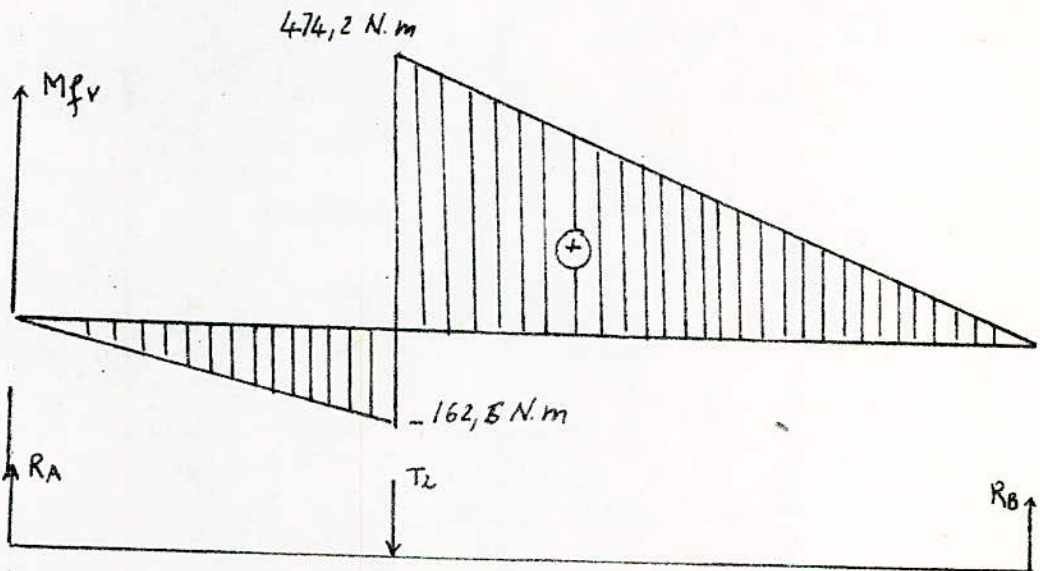
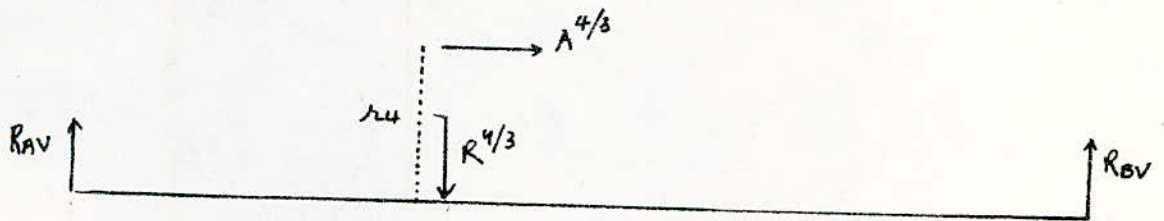
Au pt C : $M_{fHC} = R_{BH} l'_2 = 2066 \cdot 0,065 = 134,3 \text{ N.m}$

Au pt B : $M_{fHB} = 0$

Moment de torsion

$M_t = T_2 r_4 = 6137 \cdot 0,149 = 914,4 \text{ N.m}$

Diagrammes des moments



Calcul de moment idéal au niveau de la section dangereuse

$$M_i = \frac{1}{2} M_f + \frac{1}{2} \sqrt{M_f^2 + M_t^2}$$

$$M_{f_{\max}} = \sqrt{M_{f_H}^2 + M_{f_V}^2} = \sqrt{474,2^2 + 134,3^2} = 492,8 \text{ N.m}$$

$$M_{i_{\max}} = \frac{1}{2} \cdot 492,8 + \frac{1}{2} \sqrt{492,8^2 + 914,4^2} = 765,7 \text{ N.m}$$

on note que l'arbre de sortie de reducteur est un arbre creux emmanché directement sur l'arbre à entraîner celui-ci est recommandé avec le galet
 Pour la vérification de l'arbre creux partant de l'expression

$$W_x \geq \frac{M_i}{\sigma_{adm}}$$

$$W_x = \frac{\pi}{32} \left(\frac{D^4 - d^4}{D} \right)$$

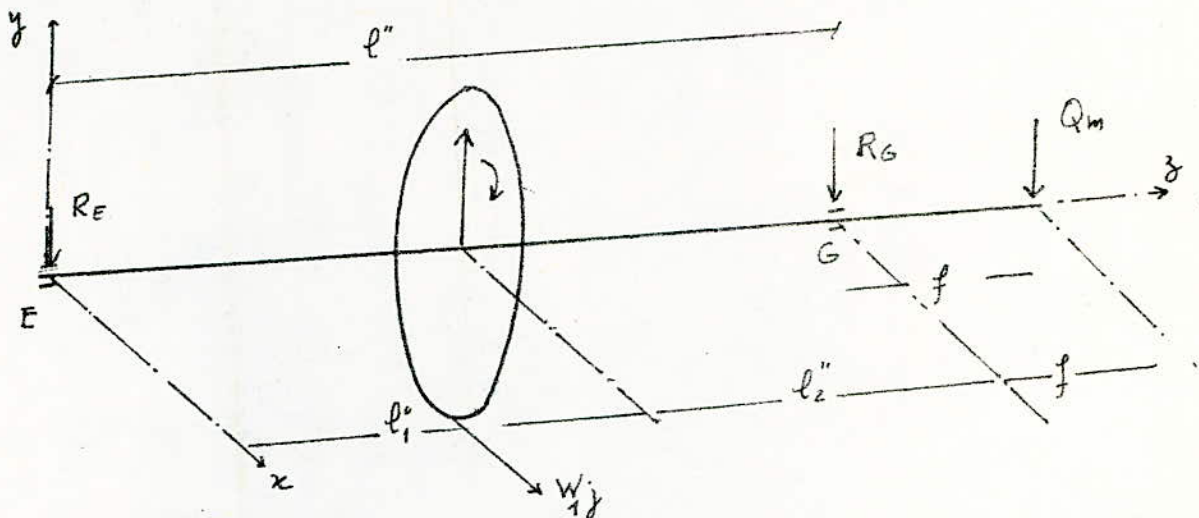
si on suppose que le diamètre extérieur $D = 65 \text{ mm}$

le diamètre intérieur sera celui de l'arbre de galet $d = 50 \text{ mm}$

$$W_x = \frac{\pi}{32} \frac{65^4 - 50^4}{65} = 17521 \text{ mm}^3$$

$$\sigma \geq \frac{765,5 \cdot 10^3}{17521} = 43,7 \text{ N/mm}^2$$

on prend $\sigma_{ad} = 70 \text{ MPa}$



$Q_m = 700 \text{ N}$: c'est la charge estimée de moto. reducteur qu'on la suppose appliquée à une distance f du point G

$$l_1'' = 0,077 \text{ m}$$

$$l'' = 0,154$$

$$l_2'' = 0,077 \text{ m}$$

$$f = 0,070 \text{ m}$$

$$W_{1j} = \frac{W_j}{2} = \frac{1062}{2} = 531 \text{ N}$$

Plan vertical : $y E z$



Reactions

$$\sum M/E = 0 : P_{max} l_1'' - Q_m (l'' + f) - R_{GV} l''$$

$$R_G = \frac{P_{max} l_1'' - Q_m (l'' + f)}{l''}$$

$$R_G = \frac{20955,5 \cdot 0,077 - 700 \cdot (0,154 + 0,07)}{0,154} = 9459,5 \text{ N}$$

$$\sum M/G = 0 : Q_m f + P_{max} l_2'' - R_{EV} l'' = 0$$

$$R_{EV} = \frac{Q_{mf} + P_{max} l_2''}{l''} = \frac{700 \times 0,07 + 20955,5 \cdot 0,077}{0,154} = 10796 \text{ N}$$

moments flechissants

Au point E : $M_{fVE} = 0$

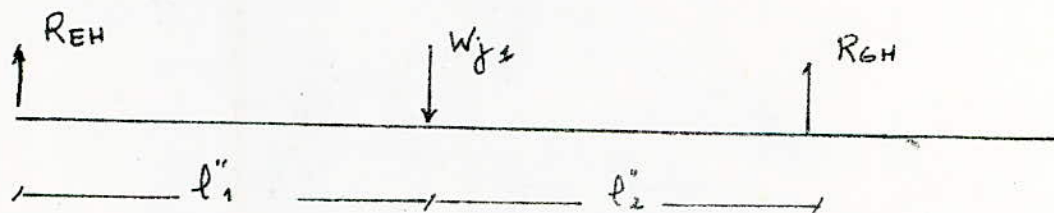
Au point F : $M_{fVF} = R_{EV} l_1'' = 10796 \cdot 0,077 = 831,3 \text{ N.m}$

Au point G : $M_{fVG} = R_{EV} l'' - P_{max} l_2'' = 10796 \times 0,154 - 20955,5 \cdot 0,077$

$$M_{fVG} = 49 \text{ N.m}$$

Au point H : $M_{fH} = 0$

Plan horizontal



Reactions : $R_{EH} = R_{GH} = \frac{W_{j1}}{2} = \frac{531}{2} = 265,5$

Moments flechissants

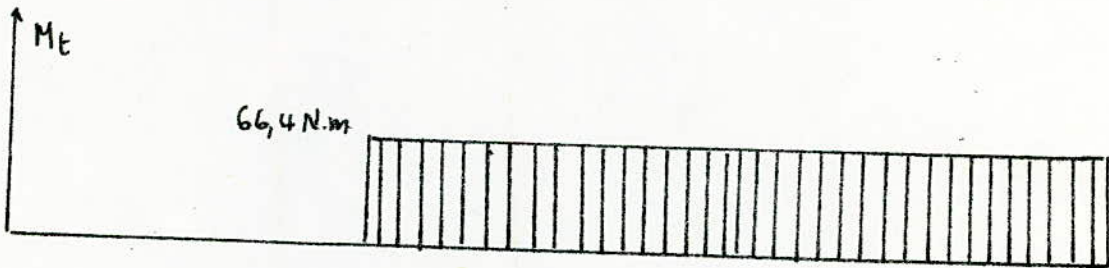
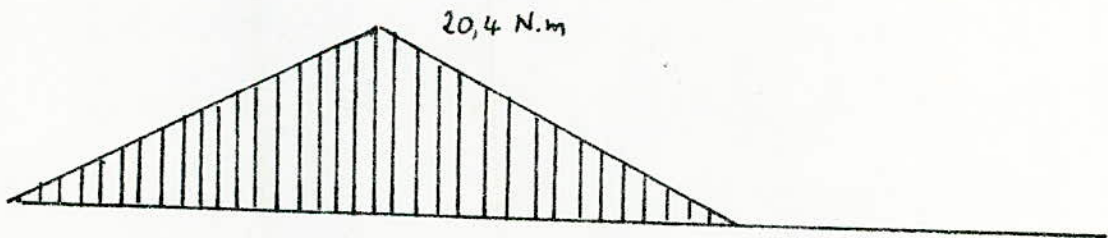
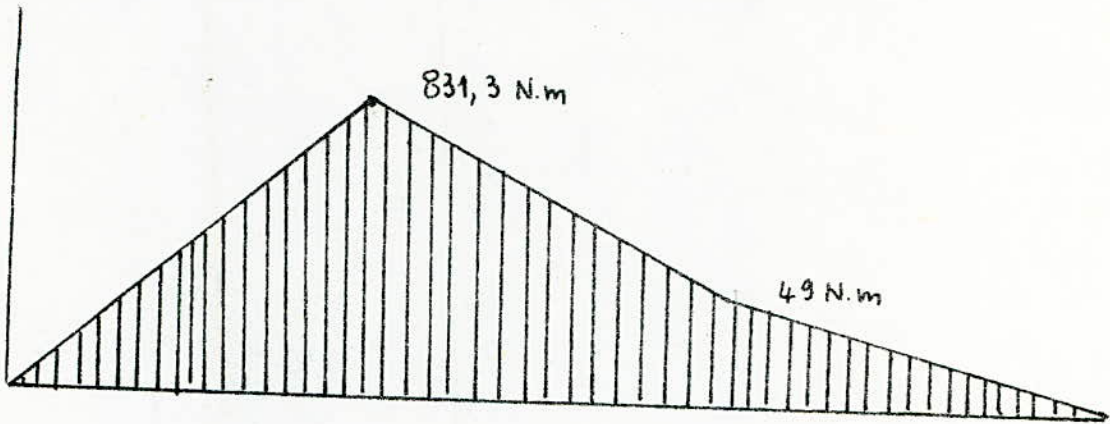
Au pt E : $M_{fHE} = 0$

Au pt F : $M_{fHF} = R_{EH} l_1'' = 265,5 \cdot 0,077 = 20,4 \text{ N.m}$

Au pt G : $M_{fHG} = 0$

Moment de torsion.

$$M_t = \frac{W_{j1} \cdot D}{2} = 531 \cdot \frac{0,250}{2} = 66,4 \text{ N.m}$$



le moment isola maximal

$$M_i = \frac{1}{2} M_f + \frac{1}{2} \sqrt{M_f^2 + M_t^2}$$

$$M_{f_{\max}} = \sqrt{M_{f_{HM}}^2 + M_{f_{VM}}^2} = \sqrt{20,4^2 + 831,3^2} = 833,5 \text{ N.m}$$

$$M_i = \frac{1}{2} \cdot 833,5 + \frac{1}{2} \sqrt{833,5^2 + 66,4^2} = 814,8 \text{ N.m}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 M_i}{\sigma_{adm}}}$$

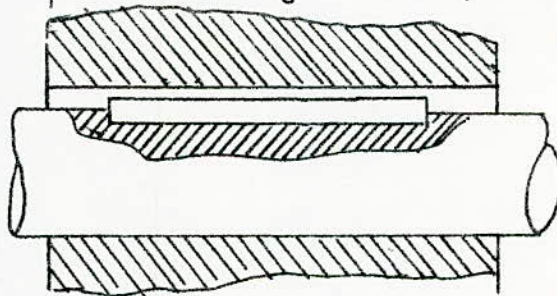
$$\sigma_{adm} = 60 \text{ MPa}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 814,8 \cdot 10^3}{60}} = 51,40 \text{ mm}$$

On remarque bien que le diamètre de l'arbre préalablement choisi avec le galet qui est de 70 mm est largement vérifié

↓ Calcul de l'accouplement :

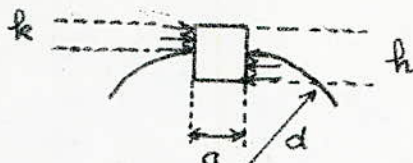
l'arbre creux (de sortie de réducteur) et l'arbre de galet sont accouplés par clavetage libre parallèle



la force périphérique agissant sur l'arbre est donnée par la formule $F = \frac{2mt}{d}$

Elle provoque la contrainte de compression sur la surface active et la contrainte au cisaillement dans la section

longitudinale

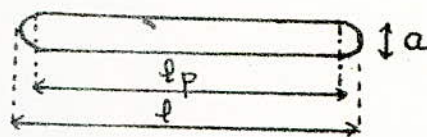


Condition de résistance à la compression

$$\sigma_{\text{comp}} = \frac{2Mt}{d k l_p} \leq R_{\text{comp}}$$

Condition de résistance au cisaillement

$$\tau_{\text{cis}} = \frac{2Mt}{d a l_p} \leq R_{\text{cisaillement}}$$

 l_p : longueur pratique de la clavette $k = \frac{h}{2}$: hauteur de la clavette a : largeur de clavette

l'analyse des sollicitations d'une clavette parallèle permet d'établir que la contrainte dangereuse est celle à la compression. Ce pourquoi on ne vérifie que, d'habitude, des assemblages par clavette à la compression seule.

Pour un type d'assemblage mobile et dont le matériau est l'acier $R_{\text{comp}} = 300 \text{ daN/cm}^2 = 30 \text{ MPa}$

$$M_t = 664 \text{ daN.cm}$$

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

$$k = 4,5 \text{ mm} = 0,45 \text{ cm}$$

$$l_p = 60 \text{ mm} = 6 \text{ cm}$$

$$\sigma_{\text{comp}} = \frac{2 \cdot 664}{5 \cdot 0,45 \cdot 6} = 100 \text{ daN/cm}^2$$

$\sigma_{\text{comp}} < R_{\text{comp}}$: l'assemblage entre les 2 arbres est vérifié

75 Calcul des roulements supportants les arbres :

calcul des charges radiales et axiales sur les arbres.

Arbre intermédiaire

Paliers	charge axiale	Charge radiale
A	372,9 daN	$\sqrt{R_{AH}^2 + R_{AV}^2} = \sqrt{443,6^2 + 365^2} = 574,4 \text{ daN}$
B	0	$\sqrt{R_{BH}^2 + R_{BV}^2} = \sqrt{335,3^2 + 189^2} = 385,2 \text{ daN}$

Arbre creux

Paliers	charge axiale	charge radiale
A	0	$\sqrt{R_{AH}^2 + R_{AV}^2} = \sqrt{407^2 + 493^2} = 638,5 \text{ daN}$
B	427,3	$\sqrt{R_{BH}^2 + R_{BV}^2} = \sqrt{206,6^2 + 729,2^2} = 757,9 \text{ daN}$

Arbre de galet

Paliers	charge axiale	charge radiale
E	0	$\sqrt{R_{EH}^2 + R_{EV}^2} = \sqrt{26,5^2 + 1079,6^2} = 1080 \text{ daN}$
G	0	$\sqrt{R_{GH}^2 + R_{GV}^2} = \sqrt{26,5^2 + 945,9^2} = 946,2 \text{ daN}$

Les roulements convenables à la conception de réducteur sont à "une rangée" à contact radial

Détermination de la charge dynamique équivalente. P

elle est donnée par la relation $P = XVF_r + YFa$

dans notre cas $v = 1$ (bague intérieure tournante par rapport à la charge)

F_a : charge axiale en decanewtons

F_r : charge radiale en decanewtons

X : facteur radial

Y : facteur axial

Determination de la charge dynamique réelle

$$C' = P \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot n}{16666}}$$

P : charge dynamique equivalente en decanewtons (dan)

n : nbre de tours/min

L_h : durée nominale en heures de fonctionnement du roulement ; on prend $L_h = 6300$ heures

C : charge dynamique de base (tableau 40; 70 chevalia)

C_0 : charge statique de base (" " ")

	Arbre intermédiaire A	Arbre intermédiaire B	Arbre Creux A et B	Arbre de galet E. F
F_a [dan]	374,4 dan	0	427,3	0
F_r [dan]	385,2	385,2	638,5	1080
X	0,56	1	0,56	1
Y	1,3	0	1,42	0
n [tr/min]	168,75	168,75	38,2	38,2
C' [dan]	3145 dan	1537	2510	2630
C [dan]	3150	1960	4300	10600
C_0 [dan]	2210	1340	3450	8300
F_a/C_0	0,17	0	0,12	0
F_a/F_r	0,649	0	0,56	0
Type de roulements	40 BC 03	35 BC 02	65 BC 02	60 SC 22

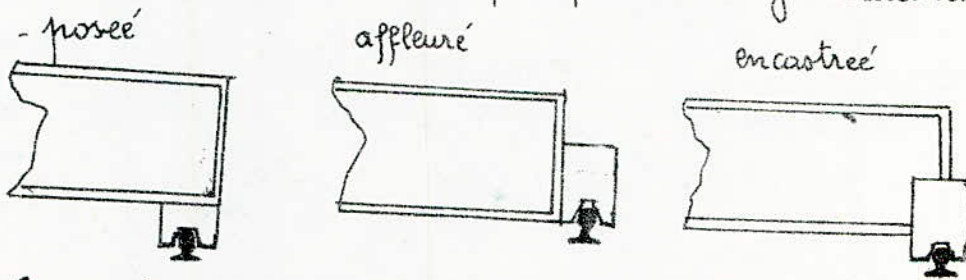
8 CALCUL DES SOMMIERS

8.1 Généralités

Avant de commencer le calcul des sommiers il faut fixer l'écartement des galets du pont.

Dans la pratique cet écartement est de $\frac{1}{4}$ à $\frac{1}{6}$ de la portée on prend $e = \frac{L}{4,5} = \frac{9}{4,5} = 2m$

Nous devons choisir aussi le mode de fixation de la poutre principal au sommier qui peut être généralement

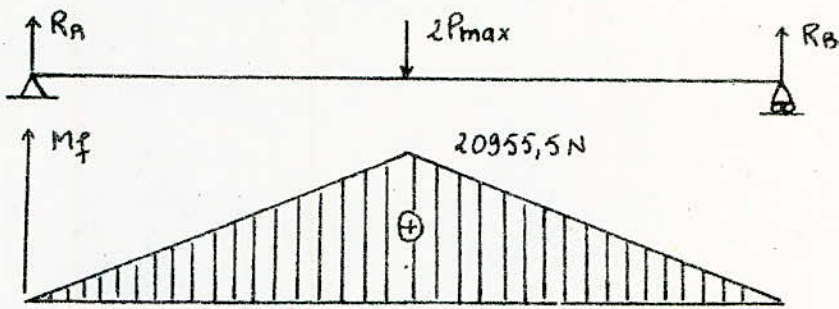


Suivant l'esthétique du centrale et le type de pont et dans le but de réduire l'encombrement en hauteur on adopte une fixation 'affleurée'.

La charpente de l'ensemble de translation est une poutre caissonnée renforcée par des entretoises aux endroits fortement sollicités, elle est de type KTL 8 Z (catalogue Demag)

8.2 Vérification de résistance de sommier

La charge qu'elle supporte le sommier est maximal lorsque le chariot est à sa position extrême



le moment maxi est à $x = 1\text{ m}$ du point A

$$M_{f\max} = P_{\max} \frac{e}{2} = 20955,5 \times 1 = 20955,5 \text{ N.m}$$

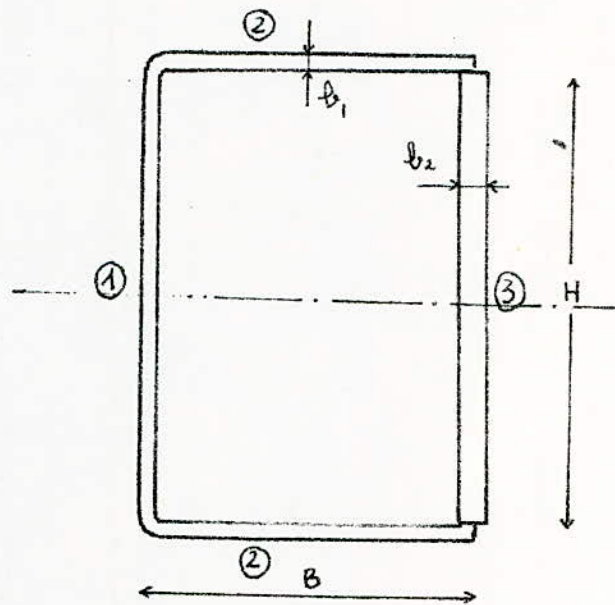
Calcul de moment d'inertie de la section de la poutre

$$H = 300 \text{ mm}$$

$$B = 220 \text{ mm}$$

$$b_1 = 5 \text{ mm}$$

$$b_2 = 15 \text{ mm}$$



$$I_x = I_{x_1} + 2I_{x_2} + I_{x_3}$$

$$W_{xx'} = \frac{I_x}{\left(\frac{H}{2} + b_1\right)}$$

$$I_{x_1} = \frac{b_1 H^3}{12}$$

$$I_{x_2} = \frac{B b_1^3}{12} + B b_1 \left(\frac{H}{2} + \frac{b_1}{2}\right)^2 = \frac{B b_1^3}{12} + B b_1 \left(\frac{H+b_1}{2}\right)^2$$

$$I_{x_3} = \frac{b_2 H^3}{12}$$

$$I_x = \frac{b_1 H^3}{12} + 2 \left[\frac{Bb}{12} + Bb \left(\frac{H+b}{2} \right)^2 \right] + \frac{b_2 H^3}{12}$$

$$I_x = \frac{5 \cdot 300^3}{12} + 2 \left[\frac{220 \cdot 5^3}{12} + 220 \cdot 5 \frac{(200+5)^2}{4} \right] + \frac{15 \cdot 300^3}{12}$$

$$I_x = 11250000 + 2(2291,6 + 11556875) + 33750000$$

$$I_x = 68118333,2 \text{ mm}^4$$

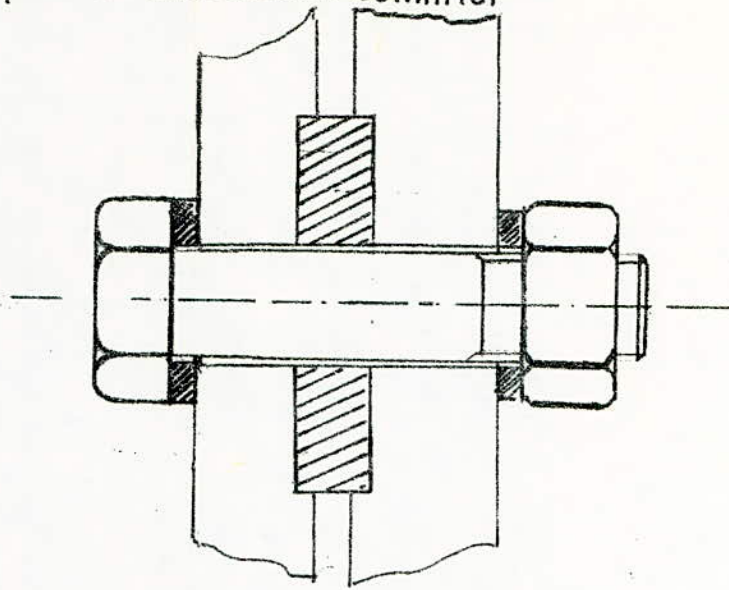
$$W_{xx'} = \frac{68118333,2}{155} = 439473,1 \text{ mm}^3$$

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W_{xx'}} = \frac{20955,5 \cdot 10^3}{439473,1} = 47,6 \text{ N/mm}^2$$

Si on adopte le même matériau que celui de la poutre maîtresse on a bien $\sigma = 47,6 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{\text{ad}} = 160 \text{ N/mm}^2$
 Ce sont des considérations de construction et non de résistance qui impose le choix des sommiers

8.3 Assemblage poutre maitresse - sommier

63



l'assemblage de sommier à la poutre est réalisé par 6 boulons M16 avec des rondelles entretoises (ep. 10 m.m)

une fente de 5mm entre le sommier et la plaque de fixation est obturé par la pâte silicone.

l'effort tranchant est transmis par la friction ; la forme des rondelles constitue une reserve et augmente considerablement la securité de montage

Couple de serrage $M = 250 \text{ N.m}$

Dimensions du boulon

diamètre extérieur de la vis $d = 16 \text{ mm}$

diamètre intérieur de l'écrou $d_i = 13,835 \text{ mm}$

pas $h = 2 \text{ mm}$

diamètre moyen de l'écrou $d_m = 21 \text{ mm}$

demi angle de filet $\alpha = 30^\circ$

le couple de serrage $M = M_1 + M_2 = 0,5 P d_s \operatorname{tg}(\gamma + \rho') + 0,5 P d_m \mu$

le premier terme M_1 représente le couple sur le filetage

le deuxième M_2 représente le couple dû à la friction entre écrou et plaque de fixation

d_s : diamètre moyen de filetage

γ : inclinaison moyen de filet

ρ' : angle de friction

P : force axiale dans le vis

$$d_s = \frac{d + d_1}{2} = \frac{16 + 13,8}{2} = 14,9 \text{ mm}$$

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{h}{\pi d_s} = \frac{2}{\pi \cdot 14,9} = 0,0427 \rightarrow \gamma = 2,447$$

$$d = 30$$

$$\mu = 0,12$$

$$\mu' = \frac{\mu}{\cos \alpha} = \frac{0,12}{\cos 30} = 0,139 = \operatorname{tg} \rho' \text{ d'où } \rho' = 7,889$$

$$M_1 = 0,5 P \cdot 0,0149 \operatorname{tg}(2,447 + 7,889)$$

$$M_1 = 0,00136 P$$

$$d_m = 0,022 \text{ m}$$

$$\mu = 0,12$$

$$M = 250$$

$$M_2 = 0,5 P d_m \mu = 0,00132 P$$

$$M = (0,00136 + 0,00132) P = 250 \rightarrow P = \frac{250}{0,00136 + 0,00132}$$

$$P = 93330 \text{ N}$$

la force de friction d'assemblage de 6 boulons

$$F = 6 P \mu = 6 \cdot 93330 \cdot 0,12 = 67200 \text{ N}$$

Cette force est supérieure à la force maximale à transmettre égale à 41900 N
On rappelle la réserve due à la forme d'assemblage

Contraintes dans la vis

Contrainte de traction

$$\sigma_t = \frac{P}{A} = \frac{93330}{144} = 648 \text{ MPa}$$

Moment de torsion

$$M_t = 0,00136 P = 0,00136 \cdot 93330 = 126,8 \text{ N.m}$$

Contrainte de torsion

$$\tau = \frac{M_t}{0,2 \cdot d^3} = \frac{126800}{0,2 \cdot 13,55^3} = 255 \text{ MPa}$$

Contrainte équivalente

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_t^2 + 3\tau^2} = \sqrt{648^2 + 3 \cdot 255^2} = 784 \text{ MPa}$$

Avec la classe de qualité de la vis 12.9 la limite d'élasticité de la vis est de $1080 \text{ daN/mm}^2 = 1080 \text{ MPa}$

le coefficient de sécurité par rapport à la limite d'élasticité

$$\text{est } X_e = \frac{R_e}{\sigma_e} = \frac{1080}{784}$$

$$X_e = 1,38$$

CONCLUSION

Dans notre projet, vu le facteur temps, on s'est limité à l'étude des éléments principaux constituant le pont et aux vérifications dynamiques et de résistances des certains d'entre eux dans le souci de répondre aux exigences de sécurité d'encombrement minimal et à la facilité d'assemblage. Le choix de palan équipé de son chariot a extrêmement réduit notre travail, en nous assurant un système d'appareil sûr, commode et parfaitement adapté.

Nous estimons qu'il serait utile de reprendre cette étude et l'approfondir en vue d'une réalisation ultérieure.

BIBLIOGRAPHIE

1. Regles pour le calcul des appareils de levage
FEM, Section I
Appareils lourds de levage et manutention 2^e edition 1970
2. Elements de construction à l'usage de l'ingenieur
Appareils de levage et de manutention mecanique tome VIII
G. LEMASSON et AL. TOURACHEAU edition DUNOD 1971
4. Manuel des Composants
MANNESMAN DEMAG manutention
5. Catalogue verlinde
6. Cours des Appareils de levage
Doc Ing. GREPKOWICZ
7. G HENRIOT, Traité theorique et pratique des engrenages
Tome 1 5^{eme} edition.
7. CHEVALIER, Guide du dessinateur industriel mecanique
Edition DUNOD.

