

2/82

U.S.T.A

EX

Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT DU GENIE MECANIQUE



CONVOYEUR A BANDE

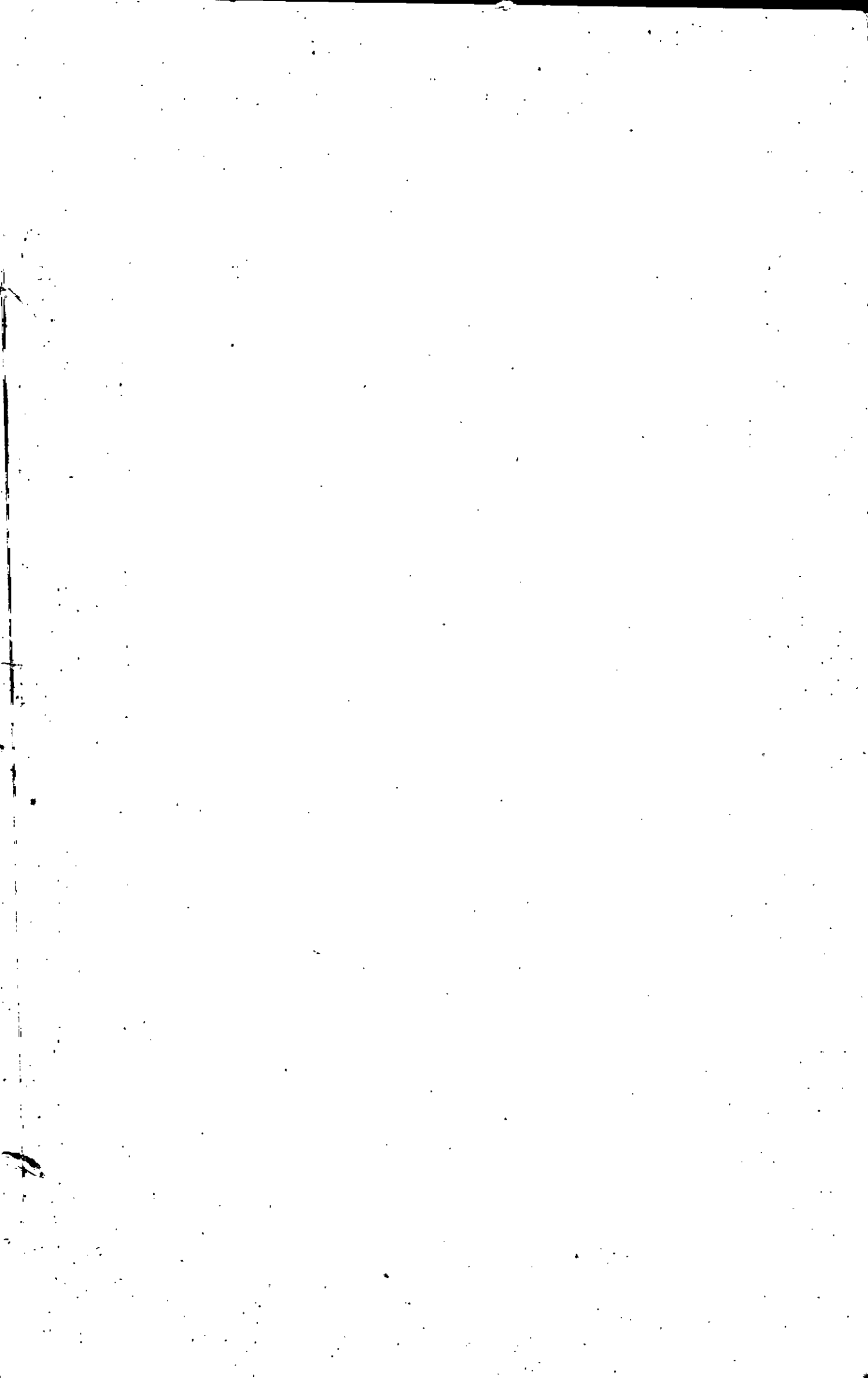
propose par

Mr IVAN DRAGNEA TUREL

maître de conférences

etudie par

Mohamed ABDELWAHAB



MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

U . S . T . A .

Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT DU GENIE MECANIQUE

THESE

de fin d'études

CONVOYEUR A BANDE

proposé par

Mr IVAN DRAGNEA DOREL

maitre de conférences

étudié par

Mohamed ABDELOUAHAB

JANVIER 82

A la mémoire de:

M^r SMETNY SOWA

maître assistant à l'en.p.a.



Remerciement.

- À M^{re} IVAN DRAGNIA DOREL pour l'aide qu'il m'a prodiguée pour que ce modeste travail soit achevé.
- À tous mes professeurs, en particulier à ceux du département de mécanique.
- À tous ceux qui m'ont aidé tout au long de mon travail.

Dédicace.

À ma mère.

À la mémoire de mon père et à celle de Fatima.

Remerciement.

- À M^{re} IVAN DRAGNIA DOREL pour l'aide qu'il m'a prodiguée pour que ce modeste travail soit achevé.

- À tous mes professeurs, en particulier à ceux du département de mécanique.

- À tous ceux qui m'ont aidé tout au long de mon travail.

Dédicace.

À ma mère.

À la mémoire de mon père et à celle de Fatima.

Données Du Projet :

- Matière à transporter : Le calcaire.
 - Densité apparente : $1,4 \text{ t/m}^3$
 - Classe d'abrasion : B.
 - Vitesse maximum : $2,5 \text{ m/s}$
 - Angle d'inclinaison max : 23°
- Longueur : 200 m/unité
- Pente totale : 3%
- Utilisation : pour alimenter une cimenterie nécessitant un débit de 1000000 t/an .

Données Du Projet :

- Matière à transporter : Le calcaire.
 - Densité apparente : $1,4 \text{ t/m}^3$
 - Classe d'abrasion : B.
 - Vitesse maximum : $2,5 \text{ m/s}$
 - Angle d'inclinaison max : 23°
- Longueur : 200 m/unité
- Pente totale : 3%
- Utilisation : pour alimenter une cimenterie nécessitant un débit de 1000000 t/an .

Données Du Projet :

SOMMAIRE.

Introduction	1
I. Généralités.	
1.1. Principe et classification	2
1.2. Généralités sur les convoyeurs à courroie caoutchoutée	2
A - Courroie	3
B - Rouleaux et supports rouleaux	7
C - Dispositifs de tension	9
II. Calculs préliminaires.	
II.1 Calcul du rendement horaire	10
II.2 Calcul de la section transversale nécessaire	10
II.3 Calcul de la section transversale effective	11
II.4 Calcul de la largeur de la bande	13
II.5 Vérification de la vitesse	13
II.6 La puissance sur l'arbre du tambour moteur	14
II.7 La force périphérique	17
II.8 Choix de la courroie	17
II.9 Choix des recouvrements	18
II.10 Calcul du poids linéique q	18
II.11 Choix des rouleaux	19
II.12 Emplacement des rouleaux (et nombre)	20
II.13 Choix des tambours	21
III. Calculs de vérification.	
III.1 La résistance de la zone rectiligne.	
1. Résistance sur le brin porteur d'un convoyeur horizontal	22
2. Résistance sur le brin retour	23
3. Résistance sur le brin porteur d'un convoyeur incliné	23
4. Calcul de W_f	24
5. Calcul de la force de tension initiale	25
6. Calcul de la force de tension finale	25
7. Calcul de la force de tension maximale	25
8. Calcul de la force de tension minimale	25
9. Calcul de la force de tension moyenne	25
10. Calcul de la force de tension admissible	25
11. Calcul de la force de tension de sécurité	25
12. Calcul de la force de tension de rupture	25
13. Calcul de la force de tension de rupture admissible	25
14. Calcul de la force de tension de rupture admissible corrigée	25
15. Calcul de la force de tension de rupture admissible corrigée et de sécurité	25
16. Calcul de la force de tension de rupture admissible corrigée et de sécurité corrigée	25
17. Calcul de la force de tension de rupture admissible corrigée et de sécurité corrigée et de sécurité	25
18. Calcul de la force de tension de rupture admissible corrigée et de sécurité corrigée et de sécurité corrigée	25
19. Calcul de la force de tension de rupture admissible corrigée et de sécurité corrigée et de sécurité corrigée et de sécurité	25
20. Calcul de la force de tension de rupture admissible corrigée et de sécurité corrigée et de sécurité corrigée et de sécurité corrigée	25
21. Calcul de la force de tension de rupture admissible corrigée et de sécurité corrigée et de sécurité corrigée et de sécurité corrigée et de sécurité	25
22. Calcul de la force de tension de rupture admissible corrigée et de sécurité corrigée et de sécurité corrigée et de sécurité corrigée et de sécurité corrigée	25
23. Calcul de la force de tension de rupture admissible corrigée et de sécurité corrigée et de sécurité corrigée et de sécurité corrigée et de sécurité corrigée et de sécurité	25
24. Calcul de la force de tension de rupture admissible corrigée et de sécurité corrigée et de sécurité corrigée et de sécurité corrigée et de sécurité corrigée et de sécurité corrigée	25
25. Calcul de la force de tension de rupture admissible corrigée et de sécurité corrigée et de sécurité corrigée et de sécurité corrigée et de sécurité corrigée et de sécurité corrigée et de sécurité	25

III.2.	Emplacement du mécanisme moteur	26
III.3	calcul de l'effort minimum	28
III.4	Résistance à l'enroulement sur les tambours .	
	1. Résistance au tambour moteur	32
	2. Résistance au tambour de renvoi	33
	3. Résistance au tambour de commande	33
	4. Résistance au tambour de tension	34
	5. Résistance aux tambours de renvoi du système tendeur	35
III.5.	schéma des tensions	35
III.6.	le dispositif de tension	37
III.7	Choix du moteur et du réducteur	
	1. le moteur	38
	2. le réducteur	38
III.8	Vérification du moteur au démarrage	39
III.9	calcul du tambour de commande .	
	1. à la pression sur la jante	43
	2. à la pression moyenne	43
	3. à la rupture	44
	4. calcul des joints soudés	46
III.10	calcul du tambour de renvoi	48
III.11	vérification des rouleaux	
	A. Rouleaux porteurs	49
	B. Rouleaux inférieurs	49
III.12	calcul des arbres	
	1. arbre du tambour moteur	51
	2. Arbre de renvoi	58
III.13	calcul du clavetage	
	1. clavetage de l'arbre moteur	57
III.14	calcul des paliers	
	1. paliers de l'arbre moteur	58
	2. Paliers de l'arbre de renvoi	59
III.15	choix et vérification des accouplements	

-1. Accouplement Moteur - réducteur	61
-2. Accouplement Réducteur - tambour	61
III.16 Freinage ou retenue	62
conclusion	63
Bonnetier de dessin	64
Bibliographie	65

INTRODUCTION.

Par le présent travail on se propose de faire le calcul d'une installation de convoyeur à bande destiné à assurer l'alimentation d'une cimenterie, nécessitant un débit annuel moyen de 1 000 000 tonnes de calcaire. Le calcaire, extrait dans une carrière qui se trouve à une altitude de 38 m et une distance de 1200 m par rapport au point où la charge devra être versée, est transporté sur des unités indépendantes de nombre de 6 car concevoir un convoyeur unique de 1200 m n'est pas commode du fait de la longueur à donner à la courroie 2400 m.

Calculer une telle installation revient d'abord à estimer les dimensions des différents organes par un calcul préliminaire, et les vérifier ensuite par un calcul plus détaillé reposant soit sur des formules simples relevées de la résistance des matériaux, soit sur des formules empiriques données par des constructeurs et des firmes spécialisées.

Pour cela, on s'est référé aux normes les plus utilisées dans ce domaine, AFNOR, GOST, DIN et parfois les normes anglo-saxonnes afin de choisir les méthodes de calcul les plus adaptées aux conditions de travail de notre transporteur.

Le lecteur verra que nous avons essayé dans la mesure du possible d'une part d'utiliser des éléments normalisés fabriqués en série qui pourront être commandés, afin de réduire au maximum le prix de revient de l'installation, d'autre part de regrouper plusieurs organes en un seul ensemble qui pourra être exécuté, monté, réglé et contrôlé dans l'atelier et ensuite transporté et monté sur la charpente métallique, le mécanisme moteur par exemple, a été conçu de telle manière que tous les éléments composants, moteur, réducteur moteur, etc, reposent sur une seule semelle soudée.

La charpente métallique, la protection de la courroie, des rouleaux et du mécanisme tendeur, ainsi que l'appareillage électrique ne feront pas l'objet de cette étude, néanmoins, on peut à priori prévoir pour ce dernier un bouton d'arrêt et un autre de mise en marche pour chaque unité, plus une commande centralisée sur un pupitre de contrôle, surveillé par un opérateur.

I. GENERALITES :-

I.1 Principe et classification.

- Un convoyeur ou transporteur se définit par son point de départ (chargement) son trajet et son point d'arrivée (déchargement). L'organe porteur est une bande sans fin qui s'enroule sur des tambours d'extrémités et qui se déplace le plus souvent sur des rouleaux.

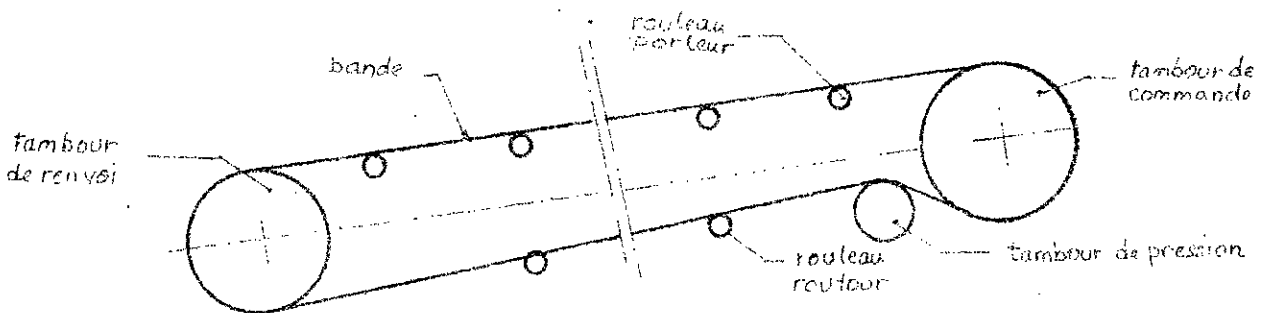


Fig. 1

- On classe assez souvent les convoyeurs à courroie (caoutchoutée) (selon [1]) d'après le mode de commande de la courroie en deux catégories :

- a) Convoyeurs à courroie tractrice : où la puissance motrice est transmise à la courroie directement par frottement sur le tambour moteur.

A son tour cette catégorie peut être subdivisée en deux :

- Convoyeurs à poste fixe.

- Convoyeurs à poste mobile.

- b) Convoyeurs à courroie porteuse : où la puissance est transmise à la courroie par l'intermédiaire d'un autre élément, câbles d'acier, essieux à chaîne.

I.2 Généralités sur les convoyeurs à courroie caoutchoutée :-

La place qu'occupe le transport continu parmi tous les moyens de manutention a mis en lumière l'importance des convoyeurs à bande et a élargi leur utilisation dans des domaines de plus en plus variés et sur des distances de plus en plus grandes.

Cependant la distance de transport horizontale qu'on peut atteindre avec une bande unique est bien limitée par la stabilité de la courroie sur les rouleaux (avec une seule courroie caoutchoutée la distance en question est de l'ordre de quelques centaines de mètres).

la solution la plus élégante dans le cas où on devrait assurer le transport sur une grande distance consiste à placer des unités bout à bout ou en tandem.

A) LA COURROIE :

Selon HUTCHINSON le prix d'une courroie représente une dépense de l'ordre de $1/4$ à $1/10$ de l'ensemble d'une installation de manutention par convoyeur, c'est donc, à la fois une dépense importante qui exige de la réflexion et une étude technique approfondie et une dépense proportionnellement faible qui n'appelle pas d'économies aventureuses.

Il faut tenir compte du fait que, suivant la qualité intrinsèque de la courroie, son temps de service variera dans des proportions considérables.

Economiser sur l'épaisseur du revêtement, sur la force ou le nombre des plis, c'est s'imposer un budget d'amortissement plus important. Dans la très majorité des cas l'économie ne paie pas.

D'autre part, à égalité de qualité de courroies, le temps de service qu'on est en droit d'espérer variera d'une part suivant la qualité de l'installation elle-même, d'autre part suivant le soin qui a été apporté à son montage et à son mode d'entretien.

En général une bonne courroie d'un convoyeur doit présenter les principales qualités suivantes :

- Une capacité de supporter la matière à transporter.
- Une résistance aux efforts engendrés d'une part par la matière d'autre part par son propre poids.
- Une résistance aux efforts longitudinaux (efforts moteurs).
- Une bonne résistance à l'action abrasive des matériaux, aux frottements, à la chaleur, aux chocs et aux pliages.

Une courroie caoutchoutée de transport est un "composé" constitué par une armature ou carcasse imprégnée dans du caoutchouc. La fig 2... représente une coupe d'une courroie à armature de coton, on y distingue :

- les plis de coton.
- le liant entre les plis.

- le recouvrement sur chaque face (supérieur et inférieur).
- la liaison entre le recouvrement et le pli adjacent.

- ARMATURE :

Les armatures les plus utilisées dans la construction des courroies selon *MI* § 3.10 sont :

- a) Pour les courroies tractrices :
 - Tissus de coton en n plis.
 - cordes de coton en mappe.
 - Tissus synthétiques en m plis.
 - Tissus "corde" coton et synthétiques.
 - Câbles d'acier en une seule mappe.
- b) Pour les courroies porteuses : on utilise des tissus en 1,2 ou 3 plis maximum avec renfort transversal (câbles et lames d'acier).

Néanmoins, la majorité des convoyeurs est équipée par des courroies à armature de coton.

Donnons ici à titre indicatif certaines caractéristiques des fibres des cotons utilisés par la GOOD YEAR.

pour ϕ 18 à 20 μ m ; densité de $1,59/cm^3$; $R_t = 41$ à 60 Kg/tm^2 et $A = 3$ à 7%

Notons également que dans le cas de gros blocs ou lorsqu'il s'agit de matières coupantes ou abrasives, on intercale assez souvent dans l'épaisseur du recouvrement un cavenas de liaison, ce cavenas est un tissu de coton à mailles très lâches qui assure une adhésion intime des deux couches se trouvant au dessus et dessous du cavenas.

- RECOUVREMENT :-

Le recouvrement de bande est destiné à protéger la carcasse contre la fatigue, l'usure, la destruction et contre l'humidité, certains recouvrements doivent en outre résister à la chaleur et à l'action chimique de la matière à transporter.

La durée du recouvrement est conditionnée par :

- la nature des matériaux : le pouvoir abrasif et la grosseur des morceaux.

- La vitesse de transport : à cause de l'inertie des matériaux l'usure sera d'autant plus importante que la vitesse sera plus élevée.

- La fréquence de chargement : Le moment de fatigue maximum du revêtement si parfait que soit le chargement, est le moment où les matériaux sont déposés sur la courroie, plus ce moment revient souvent, plus l'usure sera rapide, en conséquence, et à égalité de vitesse et de tonnage transporté, une courroie courte sera plus vite usée qu'une courroie longue.

Suivant la matière et l'inclinaison de la courroie on trouve plusieurs types de recouvrement :

- à surface lisse.
- à surface avec renforcement central pour mieux résister à l'abrasion
- à surface rugueuse pour les matériaux non abrasifs.
- à pointes de diamant.
- à chevrons.
- à tasseaux.

- JONCTIONNEMENT DE LA COURROIE :-

Tous les fabricants des courroies recommandent toujours que quel que soit le genre d'attache, il faut que, la jonction s'opère sur une droite rigoureusement perpendiculaire à l'axe longitudinal, les bords doivent être exactement dans le prolongement l'un de l'autre.

Les différents systèmes d'attache employés sont :

- 1. Agraffes à pointes :
 - a) Types Bristol (Fig 3)
 - b) Types Lacet (Fig 4).
- 2. Type à plaque (Fig 5)
- 3. Joint vulcanisé (Fig 6) : Ce joint ne se fait pas perpendiculairement à l'axe longitudinal comme celui des agraffes,

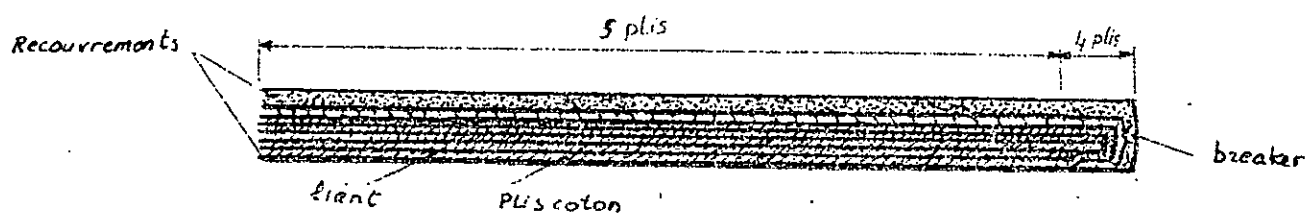


Fig 2. Plis droits tissus Breaker.



Fig 3. Agraffe Bistol.



Fig 4. Agraffe Lacet.

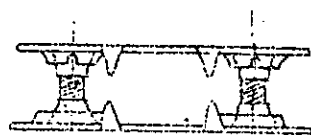


Fig 5. Agraffe à plaque

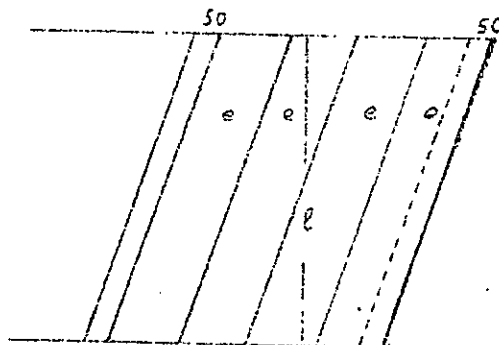


Fig 6. Joint vulcanisé.

mais sous un angle α variant de 22° à 25° et généralement 30° (selon 11).
sur la figure 6, B représente la largeur en millimètres de la courroie,
 α l'angle de biais, e l'espacement des échelles.

La longueur supplémentaire nécessaire (sur la courroie) à la jonction est :

$$Btg\alpha + (n+1)e + 100$$

où n est le nombre de plis.

La longueur de chaque échelle est conditionnée par le désir que la zone collée ait une adhérence égale à la résistance du pli, ce qui donne en fonction des taux d'adhérence à préconiser, une largeur d'environ 3 cm par 10 kg de résistance du tissu.

Notons également qu'il est à déconseiller de faire travailler la bande à plein et de ne pas démarrer sous charge aussitôt après une jonction vulcanisée, il faut travailler à charge réduite durant quelques jours.

-B/ ROULEAUX ET SUPPORTS ROULEAUX.

Il ya lieu ici d'insister sur le fait que les rouleaux sont des éléments très importants dans un transporteur à bande, ils ont pour rôle de porter et de supporter la bande au long de son trajet.

On distingue deux sortes de rouleaux, les rouleaux porteurs et les rouleaux de retour.

En ce qui concerne les trains de rouleaux porteurs, la solution la plus classique consiste à utiliser des trains composés de trois rouleaux à longueur égale (Fig 7), le rouleau central horizontal et les rouleaux extérieurs relevés à un angle β (20 à 22° généralement 20°), cet angle assurant la meilleure capacité de l'auge avec la moindre fatigue de la courroie.

On trouve également pour les installations très importantes des dispositifs à quatre rouleaux, ou même à cinq (Fig 8).

Au milieu de tout ça il ne faut pas perdre de vue une solution très élégante représentée par le système à rouleaux décalés (Fig 9).

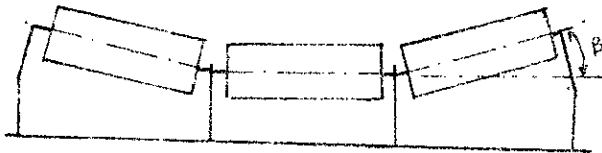


Fig 7. train à 3 rouleaux.

Fig 8. train à 5 rouleaux.

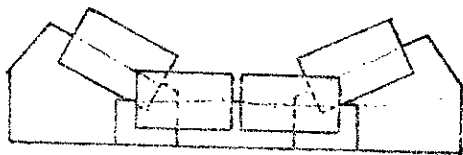
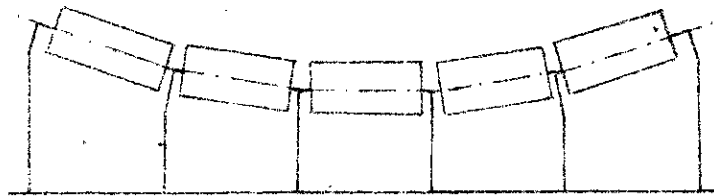


Fig 9. train à rouleaux décalés.

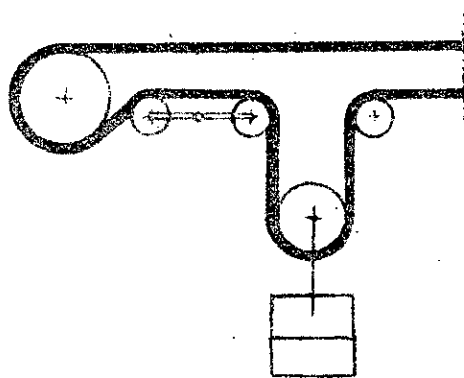


Fig 10. tendeur par gravité.

Les trains de rouleaux auto-centreurs sont aussi très efficaces surtout pour les courroies longues. HUTCHINSON propose plusieurs solutions.

- train oscillant monté sur pivot à billes, sans guidage.
- train oscillant monté sur pivot à billes avec guidage par rouleaux guides.
- train à rouleaux basculant qui centre la courroie en la faisant monter.

Les trains de rouleaux auto-centreurs sont généralement utilisés surtout au voisinage des retournements de la courroie, c'est à dire avant le tambour de tête et de pied, car ces deux zones sont les plus exposées au décentrage.

Les rouleaux peuvent être montés sur des paliers lisses ou à roulement (à billes ; à rouleaux ou à aiguilles), ils sont normalisés en diamètre et longueur, et généralement fabriqués en acier, en fonte ou même en plastique.

DISPOSITIFS DE TENSION :-

Comme pour tout système de transmission par courroie, la bande d'un convoyeur doit être tenue d'un dispositif de tension, un tel dispositif quel qu'il soit doit servir en même temps de dispositif de rattrapage de jeu.

Les dispositifs de tension les plus répandus dans le domaine de construction des convoyeurs à bande sont :

- Dispositifs à vis écrou : destinés pour les convoyeurs dont l'entraxe ne dépasse pas 100 m.
- Dispositifs à crémaillère.
- Dispositifs par gravité (Fig M) qui s'imposent pour les installations à grands entraxes et forts tonnages.

II. CALCULS PRELIMINAIRES.

II.1 CALCUL DU RENDEMENT HORAIRE :

Le rendement horaire représente la quantité de matière transportée corrigée en tonnes par heure, c'est la valeur qui va être utilisée dans la suite des calculs.

$$Q_h = k \frac{Q}{n_1 \cdot n_2 \cdot n_3} \quad (1)$$

où

Q_h représente le débit horaire (rendement horaire).

Q : la quantité de matière nécessaire annuelle à transporter en tonnes par an ($Q = 1\,000\,000$).

n_1 : le nombre de mois de travail par an ($n_1 = 12$ mois).

n_2 : le nombre de jours de travail par mois ($n_2 = 30$ j).

n_3 : le nombre d'heures de travail par jour ($n_3 = 16$, on utilise le système 16/24 à 2 équipes de 8 heures chacune)

k : coefficient de sécurité concernant la continuité et la régularité du transport ou du travail. ($k = 2$, transport non uniforme et conditions de travail sévères)

$$Q_h = \frac{2 \cdot 1\,000\,000}{12 \cdot 30 \cdot 16} = 347.2 \text{ t/h}$$

Prenons alors un débit normalisé : $Q_h = 360 \text{ t/h}$

II.2. CALCUL DE LA SECTION TRANSVERSALE NECESSAIRE (A_N):

C'est la surface transversale minimum et nécessaire du matériau à avoir à tout moment sur le brin supérieur (ou le brin inférieur dans le cas où la charge devrait être transportée par le brin de retour) de la bande en mouvement, elle est inversement proportionnelle à la vitesse de transport.

$$A_N = \frac{Q_h}{3600 \cdot v \cdot \gamma} \quad (2)$$

où v est la vitesse de transport en m/s. et γ la densité de la matière à transporter en tonne / m³.

Pour notre cas on a :

$$Q_h = 360 \text{ t/h}$$

$v = 1.5 \text{ m/s}$ (vitesse normale du calcaire, recommandée selon [2], tab. 65, page 33).

$\gamma = 1.4 \text{ t/m}^3$; densité apparente du calcaire.

Alors :

$$A_N = \frac{360}{3600 \cdot 1.5 \cdot 1.4} = 0.0478 \text{ m}^2$$

II.3 CALCUL DE LA SECTION TRANSVERSALE EFFECTIVE (A_R):

Notons que, pour assurer les meilleures conditions de fonctionnement, on préfère l'utilisation d'un convoyeur à bande sous forme d'auge.

Selon la fig 11. qui représente la section transversale en auge :

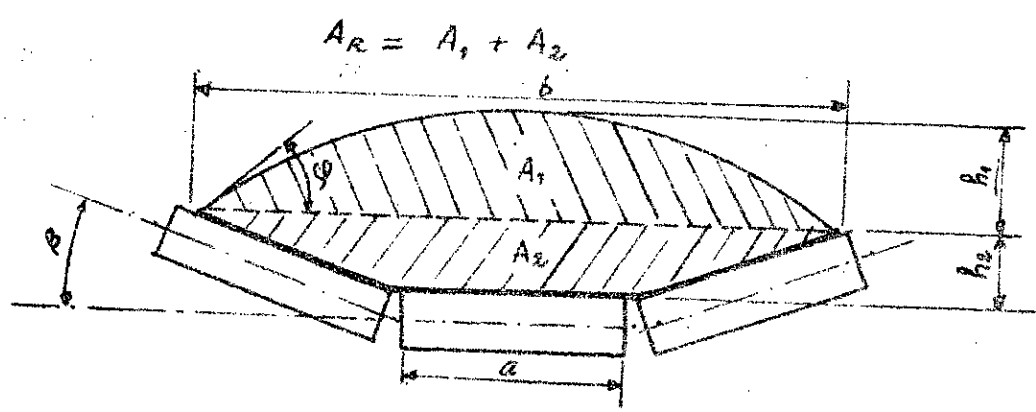


Fig 11.

- CALCUL DE LA SECTION A₁ :-

La fig 12 donne une surface A₁' qui peut être calculée facilement :

$$\begin{aligned}
 A_1' &= \frac{1}{2} b h_1 \\
 &= \frac{1}{2} b \left(\frac{1}{2} h \operatorname{tg} \varphi \right) \\
 &= \frac{b^2}{4} \operatorname{tg} \varphi
 \end{aligned}$$

D'après les deux figures on peut poser.

$$A_1 = k_1 A_1'$$

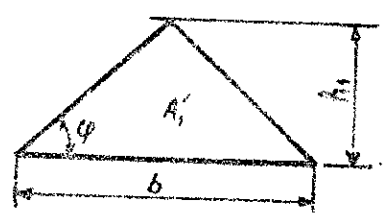


Fig 12.

d'où

$$A_1 = K_1 \frac{b^2}{4} \operatorname{tg} \varphi$$

avec.

- φ l'angle de talus naturel en mouvement, il représente 1/3 de l'angle de talus naturel au repos.

$$\varphi = 15^\circ \text{ selon [3].}$$

- K_1 un coefficient de correction de la surface; il représente la section réelle, il est fonction de l'inclinaison α de la bande. (Tableau ci-dessous)

α°	0 à 10	10 à 15	15 à 18
K_1	1,00	0,95	0,90

Pour notre cas, l'inclinaison est de l'ordre de 3%, soit un angle α de $\operatorname{grad} = 0,03$ ($\alpha = 1^\circ 45'$) ce qui donne $K_1 = 1$.

Avec les bandes des convoyeurs, on admet en général les deux relations suivantes:

$$b = 0,8 \cdot B$$

$$\text{et } a = 0,4 \cdot B$$

où B représente la largeur de la bande.

La formule () donne alors:

$$A_1 = 1,0 \frac{0,8}{4} B^2 \operatorname{tg} 15^\circ = 0,0429 B^2 \quad (3)$$

- CALCUL DE LA SECTION A_2 :-

D'après la fig 11, on peut facilement montrer que:

$$A_2 = \frac{a+b}{2} h_2$$

$$\text{et } h_2 = \frac{b-a}{2} \operatorname{tg} \beta$$

combinons ces deux relations:

$$A_2 = \frac{b^2 - a^2}{4} \operatorname{tg} \beta \quad (5)$$

où β représente l'angle d'inclinaison des rouleaux latéraux, pour les convoyeurs en général β varie de 20 à 22° , pour nous $\beta = 20^\circ$ (valeur normalisée, couramment utilisée).

Remplaçons a et b dans (5) par leurs valeurs en fonction de B .

$$A_2 = \frac{(0,8B)^2 - (0,4B)^2}{4} \operatorname{tg} 20 = 0,0432 B^2 \quad (6)$$

À ce niveau on peut tirer la section A_R en sommant (3) à (6):

$$A_R = A_1 + A_2 = (0,0429 + 0,0432) B^2 = 0,086 B^2 \quad (7)$$

II.4 CALCUL DE LA LARGEUR DE LA BANDE :-

La largeur à prendre doit satisfaire à la condition suivante:

$$A_R \geq A_N$$

c'est à dire que: $0,086 B^2 \geq 0,0478$, ce qui donne:

$$B \geq \sqrt{\frac{0,0478}{0,086}}$$

ou $B \geq 0,743 \text{ m}$

Preignons alors une valeur normalisée de 800 mm , conformément à [2], tab 2, page 17.

II.5 VERIFICATION DE LA VITESSE (v) :-

Pour cela reprenons le calcul de v en utilisant la valeur de $B = 800 \text{ mm}$.

D'après (7), $A_R = 0,086 (0,8)^2 = 0,055 \text{ m}^2$

La formule (2) donne alors:

$$v = \frac{QB}{3600 A v} = \frac{360}{3600 \cdot 0,055 \cdot 1,4} = 1,3 \text{ m/s}$$

II.6. LA PUISSANCE SUR L'ARBRE DU TAMBOUR MOTEUR :-

Notre convoyeur est destiné pour faire descendre une charge de calcaire sur une longueur de 1200 m et une pente de 3%. utiliser dans ces conditions un seul convoyeur de longueur de 1200m est très difficile d'une part à cause de l'instabilité de la courroie sur les rouleaux d'autre part à cause des difficultés de montage et réglage de la courroie.

La solution la plus préconisée dans ce cas est l'utilisation d'un convoyeur à plusieurs trauçons (ou unités) en série, l'un chargeant l'autre.

Pour une largeur de bande de 800 mm et pour le calcaire, on peut arriver jusqu'à 250m par unité, mais on pourra se contenter d'une longueur de 200m pour avoir en fin de compte 6 unités.

Si la hauteur de chute d'une unité est $h_0 = 1m$ (selon 12.6 page 26) on aura suivant la fig 13.

$$h = h_1 - h_0$$

où h est la hauteur par trauçon.

h_1 la hauteur de descente du convoyeur total. (à 3%)

$$h_1 = \frac{3}{100} L = \frac{3}{100} \cdot 200 = 6 \text{ m}$$

ce qui donne :

$$h = 6 - 1 = 5 \text{ m.}$$

Dans la suite du calcul on ne se préoccupera que d'une seule unité de longueur $L = 200m$ et une hauteur de descente de 5m.

Ceci fait, on peut alors estimer (selon 14/ abaque 2 et 3) la puissance P nécessaire sur l'arbre du tambour moteur.

$$P = P_1 + P_2 \pm P_3 \quad (8)$$

avec P_1 la puissance nécessaire pour la marche à vide du convoyeur.

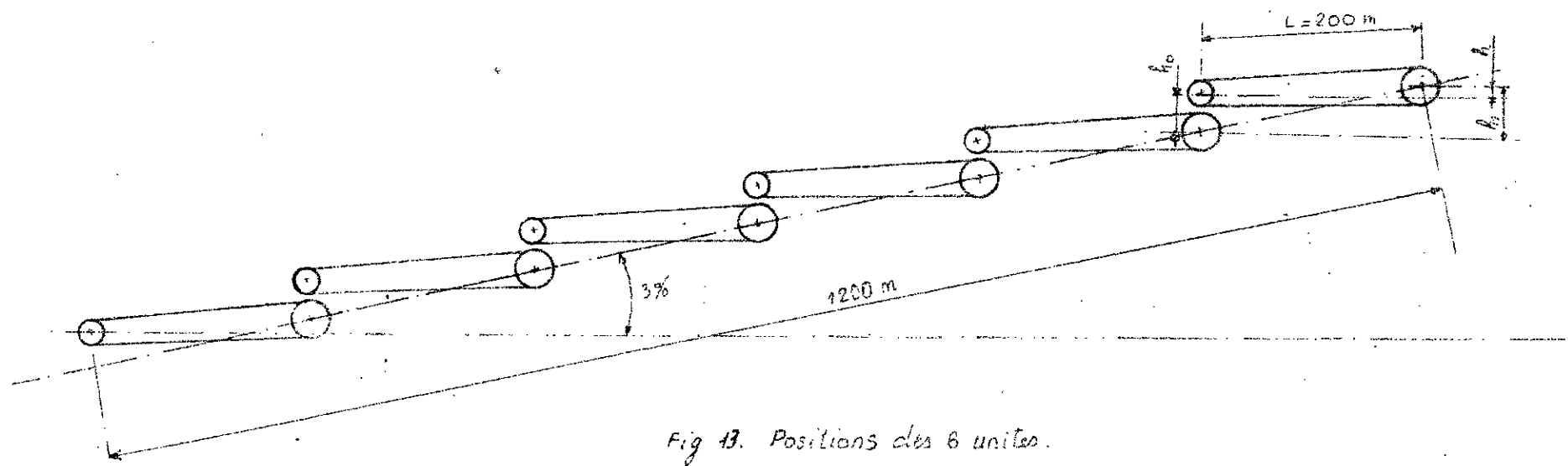


Fig 13. Positions des 8 unités.

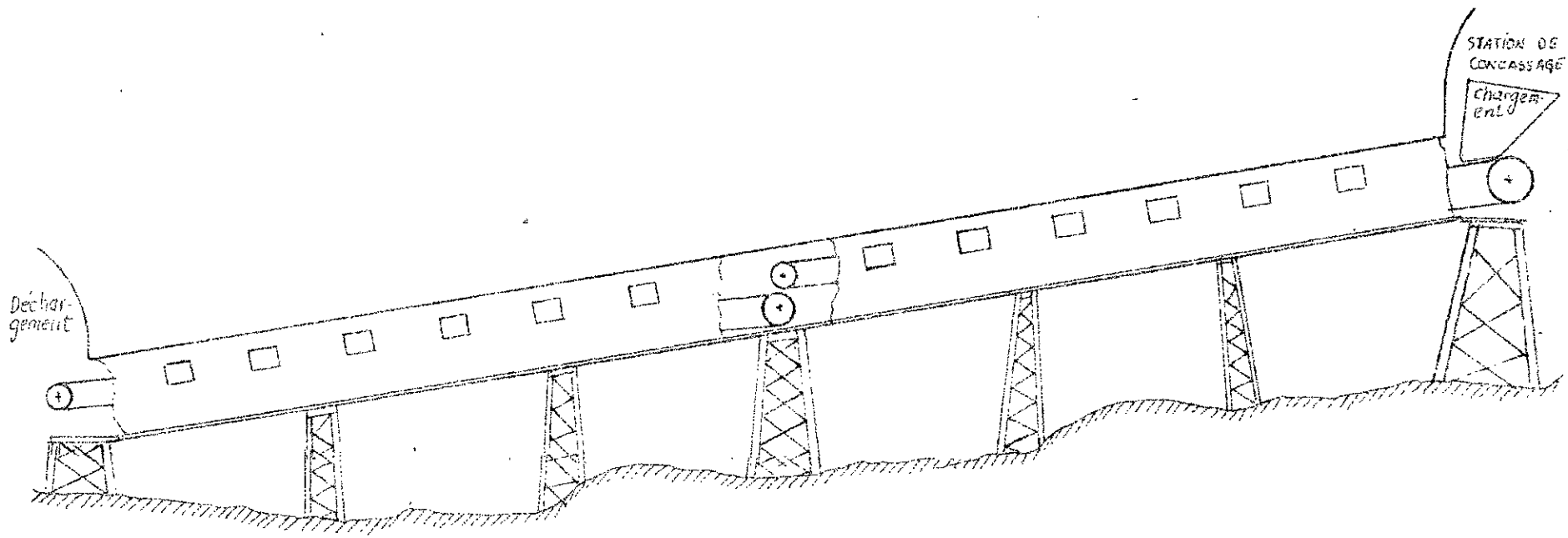


Fig 14. VUE EXTERIEUR DU CONVOYEUR.

P_2 : la puissance nécessaire pour le transport horizontal.

P_3 : la puissance nécessaire pour le transport vertical.

• L'abaque n°2 donne pour une longueur $L = 200\text{ m}$ et $B = 800\text{ mm}$, une puissance de 4,5 ch pour une vitesse de 1 m/s.

Pour $v = 1,3\text{ m/s}$ on aura :

$$P_1 = 4,5 \cdot 1,3 = 6\text{ ch.}$$

• L'abaque n°3 donne pour un débit de 360 t/h et $L = 200\text{ m}$.

• - une puissance $P_2 = 10\text{ ch.}$

- une puissance de 1,4 ch pour une élévation $\Delta h = 1\text{ m}$, pour une hauteur de 5 m on trouve :

$$P_3 = 1,4 \cdot 5 = 7\text{ ch.}$$

La puissance totale devient alors :

$$P = P_1 + P_2 - P_3 = 6 + 10 - 7 = 9\text{ ch.}$$

II.7. LA FORCE PERIPHERIQUE :

$$F = \frac{P}{v} = \frac{9 \cdot 736}{1,3} = 5095\text{ N} \quad (9)$$

II.8. CHOIX DE LA COURROIE :

La tension maximum appliquée à la courroie peut être calculée par la formule :

$$T = F(1+k) \quad (10)$$

avec $k = \frac{1}{e^{\mu' \alpha}}$

où α est l'angle d'enroulement de la courroie sur le tambour.
 μ' le coefficient de frottement tambour - courroie.

si on adopte $\alpha = 180^\circ$ avec $\mu' = 0,25$ (frottement fonte sur caoutchouc)

$$k = \frac{1}{e^{0,25 \cdot \pi} - 1} = 0,84$$

alors : $T = 5095(1 + 0,84) = 9375\text{ N} = 938\text{ dN}$

Calculons maintenant la contrainte par cm de largeur de la bande :

$$\sigma = \frac{T_{\max}}{B} = \frac{938}{80} = 11,72 \text{ dN/cm} \quad (11)$$

D'après 12/ tab 10 on peut adopter une courroie HUTCHINSON type 700 à 5 plis ($\lambda=5$) qui possède une contrainte admissible : $T_{adm} = 22,7 \text{ kg/cm}$.

II.9. COIX DES RECOUVREMENTS :

Le recouvrement le plus important dans une courroie est le recouvrement supérieur qui est fonction de la qualité, du pouvoir abrasif du produit transporté et de sa granulométrie et même de la température. Tous ces éléments sont liés au mode de chargement du matériau et à la fréquence.

L'épaisseur du recouvrement supérieur (E_1) doit diminuer avec le facteur $\frac{2L}{V}$ et augmenter avec les dimensions des morceaux et le pouvoir abrasif.

$$\text{alors : } \frac{2L}{V} = \frac{2 \cdot 200}{1,3} = 308 \text{ sec} = 5,13 \text{ min}$$

Le tableau VI de 11/ donne $E_1 = 4 \text{ mm}$ et $E_2 = 2 \text{ mm}$.

- Épaisseur du recouvrement supérieur : $E_1 = 4 \text{ mm}$.

- Épaisseur du recouvrement inférieur : $E_2 = 2 \text{ mm}$.

II.10. CALCUL DU POIDS LINEIQUE DE LA COURROIE (q_1) :

Selon 12/, tab B, le poids d'une courroie HUTCHINSON type 700 à 5 plis est de $8,7 \text{ kg/m}^2$ avec des recouvrements $E'_1 = 15/10$ et $E'_2 = 10/10$... Avec E_1 et E_2 on aura :

$$Q_c = 8,7 + [(E_1 + E_2) - (E'_1 + E'_2)] \cdot 1,3$$

1,3 représente le poids d'un recouvrement $1 \times 1 \times 1$ (ou par mm supplémentaire).

$$Q_c = 8,7 + [(4 + 2) - (15 + 10)] \cdot 1,3 = 13,25 \text{ kg/m}^2$$

d'où on aura le poids linéique : $q_1 = B \cdot Q_c = 0,8 \cdot 13,25 = 10,6 \text{ kg/m}$

II.11. CHOIX DES ROULEAUX (diamètre et poids) :-

Pour choisir les diamètres des rouleaux on préfère l'utilisation la méthode appelée Hewit pour sa simplicité.

on calcule le coefficient \bar{K} :

$$\bar{K} = K_1 + K_2 + K_3 + K_4 \quad (12)$$

conformément à (11); tab XI.

K_1 : coefficient dépendant de la vitesse de transport.

K_2 : coefficient dépendant du nombre d'heures de marche.

K_3 : coefficient de la densité du produit transporté.

K_4 : coefficient d'abrasivité.

Après avoir établi les coefficients K_1 ; K_2 ; K_3 et K_4 suivant les conditions d'emploi envisagées, on fait la somme pour obtenir \bar{K} .

- Si $K < 8$ et si $B < 900$ mm, on utilisera des rouleaux 4" sur roulements à billes.

- si $K \geq 9$, on utilisera des rouleaux de diamètre 5" ou 6" sur roulements à rouleaux coniques.

Appliquons ceci à notre cas :

1. $0,75 < v < 1,5$ ce qui donne $K_1 = 2$.

2. Le nombre d'heure de marche est $\eta_3 = 16$ h/jours, ce qui donne selon le tableau XI de (11), $K_2 = 2$.

3. La densité γ est comprise entre 0,8 et 1,6, alors $K_3 = 2$.

4. Pour une abrasivité B (calcaire), on peut prendre $K_4 = 2$.

Enfin on obtient selon la formule (12):

$$\bar{K} = 2 + 2 + 2 + 2 = 8$$

on est à la valeur limite; on peut adopter des rouleaux de diamètre de 4", mais, vu les conditions sévères auxquelles est soumis le rouleau, on peut sans risques adopter un diamètre un peu plus grand; c'est à dire 5" (133 mm).

$$D_s = D_i = 133 \text{ mm}$$

D'autre part, le tableau 7B de 121 donne les poids correspondants aux différents diamètres.

Pour un diamètre 133 ; le poids d'un train de rouleaux porteurs est :

$$q_0 \approx 15 \text{ kg.}$$

Pour les rouleaux inférieurs, adoptons le même diamètre :

$$D_i = 133 \text{ mm.}$$

Le tableau 7B ; 121 donne pour le rouleau inférieur un poids de 13 kg.

$$q'_0 \approx 13 \text{ kg.}$$

II.12. Espacement et nombre des rouleaux :-

Pour cela on a le tableau III de 111 qui donne les espacements en fonction de la densité du produit et la largeur B de la courroie.

pour $B = 800 \text{ mm}$ et $\delta' = 1,4 \text{ t/m}^3$ on trouve :

- L'espacement des rouleaux porteurs : $L_s = 1,1 \text{ m}$

- L'espacement des rouleaux retours : $L_i = 2,2 \text{ m}$

Notons ici que la pratique préconise de prendre $L_i = 2L_s$.

Pour avoir les nombres des rouleaux, appliquons les deux formules suivantes tirées de 111.

$$n = \frac{L}{L_s} - 1 \quad \text{pour les rouleaux porteurs} \quad (13)$$

$$n' = \frac{L}{L_i} - 1 \quad \text{pour les rouleaux de retour} \quad (13')$$

Alors :

$$n = \frac{200}{1,1} - 1 = 180,8 = 181 \text{ rouleaux.}$$

$$n' = \frac{200}{2,2} - 1 = 89,9 = 90 \text{ rouleaux}$$

Pour le nombre n' des rouleaux inférieurs ; on le prendra égal à 89, car les tambours du système tendeur jouent le rôle d'un rouleau.

alors $n = 181$ rouleaux

et $n' = 89$ rouleaux.

13. CHOIX DES TAMBOURS (Diamètres et Poids):

Il ya lieu ici de faire appel à 121, tab 10 : page 43, qui donne les diamètres des tambours en fonction du type de courroie et le nombre des plis.

Pour une courroie HUTCHINSON, type 700 a 5 plis ; on nous conseille de prendre :

- Un diamètre du tambour moteur : $D_m = 500 \text{ mm}$ pour une tête de commande simple.
- Un tambour de renvois : $D_r = 400 \text{ mm}$.
- Des tambours de contrainte de diamètres minimum de 350 mm.
 $D_c \geq 350 \text{ mm}$.

Alors :

$$D_m = 500 \text{ mm}$$

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

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

Selon 121 ; tab FA page 38 on aura :

- Le poids du tambour moteur ; $q_m \approx 300 \text{ kg}$.
- le poids du tambour de renvois ; $q_r \approx 220 \text{ kg}$
- les poids des tambours de contrainte ; $q_c \approx 220 \text{ kg}$.

III. CALCULS DE VERIFICATION.

III.1 LA RESISTANCE DE LA ZONE RECTILIGNE :

1.) Resistance sur le brin porteur dans un convoyeur horizontal :

La resistance (frottement) totale (W_s) dans le brin superieur est egale à la somme de resistance de frottement de roulement de la bande sur les rouleaux (W_1) et de resistance de frottement au niveau des axes des rouleaux (W_2).

$$W_s = W_1 + W_2 \tag{14}$$

Le couple de frottement de roulement est :

$$M_{r2} = (q + q_1) L_s f \tag{15}$$

où q represente la charge lineique à transporter,

$$q = \frac{QH}{3,6V} \tag{16}$$

f le coefficient de frottement de roulement ($f = 0,15$ à $0,2$ cm pour le frottement caoutchouc sur acier).

on a egalement : $W_1 = \frac{2M_{r2}}{D_s}$

d'où on peut tirer.

$$W_1 = (q + q_1) L_s \frac{2f}{D_s} \tag{17}$$

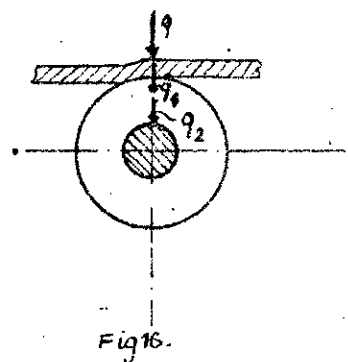
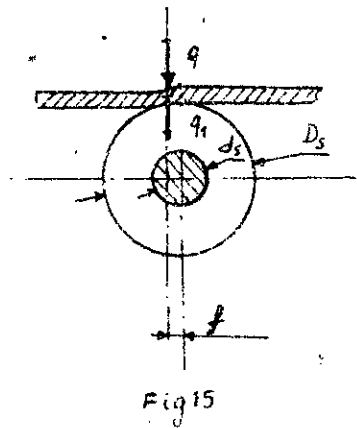
La force de frottement de glissement au niveau des axes des rouleaux est

$$F_g = (q + q_1 + q_2) L_s \mu_s \tag{18}$$

où q_2 est le poids lineique de la partie tournante des rouleaux superieurs.

$$q_2 = R_1 \frac{q_0 n}{L} \tag{19}$$

μ_s coefficient de frottement des paliers des rouleaux superieurs.



k_1 : coefficient exprimant le taux de la partie tournante d'un rouleau porteur.
Le couple de frottement au niveau des axes est

$$M_f = F_f \frac{d_s}{2} = W_2 \frac{D_s}{2}$$

où d_s est le diamètre de l'axe du rouleau supérieur.

Alors.
$$W_2 = F_f \frac{d_s}{D_s} = (q + q_1 + q_2) L_s \frac{M_s d_s}{D_s} \quad (20)$$

2.) Résistance sur le brin retour :-

De la même façon, on a affaire à deux sortes de frottement.

W_1' : frottement de roulement des rouleaux sur la bande.

W_2' : frottement au niveau des axes des rouleaux de retour.

On aura des formules semblables à celles du cas précédent.

$$W_1' = q_1 L_i \frac{2f}{D_i} \quad (21)$$

$$W_2' = (q_1 + q_3) L_i \frac{M_i d_i}{D_i} \quad (22)$$

avec q_3 le poids linéique de la partie tournante des rouleaux de retour de la bande.

$$q_3 = k_1' \frac{q_0' \eta'}{L_i} \quad (23)$$

où k_1' est un coefficient exprimant le taux de poids de la partie tournante d'un rouleau de retour.

La résistance totale des deux brins porteurs est de retour pour un convoyeur horizontal devient :

$$W_f = W_s \eta + W_i \eta' \quad (24)$$

avec $W_i = W_1' + W_2'$ La résistance totale due au brin de retour.

3.) CAS D'UN CONVOYEUR INCLINÉ :

Quand il s'agit d'un transporteur incliné d'un angle α , il faut ajouter à la résistance totale un autre terme exprimant une résistance supplémentaire W_3 (W_3') due à la composante de la charge et de la courroie. (Fig 17.)

$$W_s = W_1 + W_2 \pm W_3 \quad (25)$$

$$W_i = W_1' + W_2' + W_3' \quad (26)$$

le signe (+) pour une charge montante
 le signe (-) pour une charge descendante.

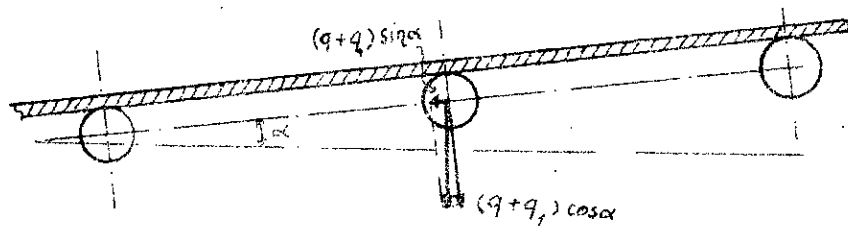


Fig. 17.

les formules deviennent pour le brin porteur :

$$W_1 = (q+q_1) L_s \cos \alpha \frac{2f}{D_s} \quad (27)$$

$$W_2 = (q+q_1) L_s \cos \alpha \frac{M_s d_s}{D_s} + q_2 L_s \frac{M_s d_s}{D_s} \quad (28)$$

$$W_3 = (q+q_1) L_s \sin \alpha \quad (29)$$

et pour le brin retour :

$$W'_1 = q_1 L_i \cos \alpha \frac{2f}{D_i} \quad (30)$$

$$W'_2 = q_1 L_i \cos \alpha \frac{M_i d_i}{D_i} + q_3 L_i \frac{M_i d_i}{D_i} \quad (31)$$

$$W'_3 = q_1 L_i \sin \alpha \quad (32)$$

d'où on peut tirer la résistance totale pour notre cas :

$$W_T = n(W_1 + W_2 - W_3) + n'(W'_1 + W'_2 + W'_3) \quad (33)$$

4.) CALCUL DE W_T :

$$q = \frac{Q_k}{3,6v} = \frac{360}{3,6 \cdot 1,3} = 76,92 \text{ Kg/m.}$$

$$q_1 = 10,6 \text{ Kg/m.}$$

$$q_2 = k_1 \frac{q_0 n}{L} = 0,8 \frac{15 \cdot 181}{200} = 10,86 \text{ Kg/m.}$$

$$q_3 = k'_1 \frac{q'_0 n'}{L} = 0,8 \frac{13 \cdot 89}{200} = 4,63 \text{ Kg/m.}$$

on a $\mu_s = \mu_i = 0,05$ coefficient de frottement d'un palier à roulement à bille (on prend $\mu = 0,05$ au lieu de $0,03$ car on considère qu'on est dans le cas d'une installation rustique, vouée à un entretien.

médiane, la prudence commode de majorer μ à 0.05)

pour d_s et d_i on prend 2,5cm pour un rouleau de 133mm de diamètre.

$$W_1 = (76,92 + 10,6) \cdot 1,1 \cdot 0,9997 \cdot \frac{2 \cdot 0,2}{13,3} = 2,90 \text{ kg/espacement supérieur.}$$

$$W_2 = (76,92 + 10,6) \cdot 1,1 \cdot \frac{0,05 \cdot 2,5}{13,3} \cdot 0,9997 + 10,86 \cdot 1,1 \cdot \frac{0,05 \cdot 2,5}{13,3} = 1,02 \text{ kg/es}$$

$$W_3 = (76,92 + 10,6) \cdot 1,1 \cdot 0,025 = 2,41 \text{ kg/es.}$$

$$W'_1 = 10,6 \cdot 2,2 \cdot 0,9997 \cdot \frac{2 \cdot 0,2}{13,3} = 0,70 \text{ kg/Espacement inférieur.}$$

$$W'_2 = 10,6 \cdot 2,2 \cdot 0,9997 \cdot \frac{0,05 \cdot 2,5}{13,3} + 4,63 \cdot 2,2 \cdot \frac{0,05 \cdot 2,5}{13,3} = 0,32 \text{ kg/es}$$

$$W'_3 = 10,6 \cdot 2,2 \cdot 0,025 = 0,60 \text{ kg/es.}$$

$$\text{Alors : } W_T = 181(2,90 + 1,02 - 2,41) + 89(0,7 + 0,32 + 0,6) = 418 \text{ kg.}$$

La résistance due aux frottements des rouleaux porteurs et retour est égale à 418 kg, la force à développer dans ces conditions sur l'arbre du tambour moteur est :

$$F = W_T + \Sigma \varphi \quad (34)$$

où $\Sigma \varphi$ représente le frottement au niveau des différents tambours, ces résistances sont à estimer approximativement.

admettant $\Sigma \varphi = 40 \text{ kg} = 8\%$.

$$F = 418 + 40 = 458 \text{ kg.}$$

Les tensions des brins sur les extrémités du tambour de commande deviennent alors :

$$T = F(1+k) = 458(1+0,84) = 843 \text{ kg}$$

$$t = Fk = 458 \cdot 0,84 = 385 \text{ kg}$$

5.) CALCUL DE LA FORCE DE TENSION INITIALE : (F_0).

Quand la bande est en mouvement équilibré, on peut écrire.

$$T - F_0 = F_0 - t \quad \text{ou} \quad 2F_0 = T + t$$

$$\text{ce qui donne : } F_0 = \frac{T+t}{2} = \frac{843+385}{2} = 614 \text{ kg}$$

III.2 EMBLACEMENT DU MECANISME MOTEUR.

Le mécanisme moteur pour les convoyeurs à bande inclinés peut être généralement placé en trois positions possibles :

- En haut (tête).
- En bas (pied)
- Au milieu.

Pour faire le choix optimum de la position d'un mécanisme moteur, il ne faut pas perdre de vue les considérations suivantes :

- a) Le mécanisme moteur doit être placé de telle façon que la force de traction maximum dans la bande soit aussi faible que possible, car d'ici commencent tous les calculs pour établir les dimensions de celui-ci et enfin déterminer son poids.
- b) La force de traction ne doit pas être supérieure à celle imposée par les conditions de limitation de la flèche (de la partie de la bande entre deux rouleaux successifs) et des frottements entre le tambour et la bande.

Dans les convoyeurs inclinés assurant le déplacement de la charge vers le bas, les composantes du poids propre de la bande et de la charge jouent un rôle moteur et par conséquent atténuent la résistance au déplacement qui agit en haut dans le brin porteur supérieur.

La résistance dans le brin inférieur augmente du point 3 au point 2 et du point 4 au point 1 dans le brin supérieur.

La composante auto-motrice dans le brin supérieur est alors égale à :

$$L \cdot q \cdot h + \frac{Q_b \cdot h}{3,6v}$$

son influence est d'autant plus grande que l'angle d'inclinaison (α) est plus grand.

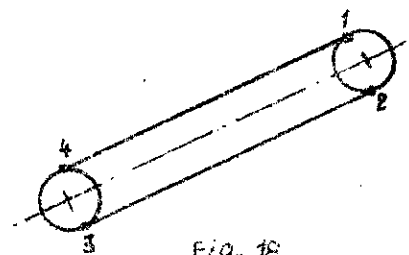


Fig. 18

Cherchons, dans ces conditions l'angle appelé "angle d'égal résistance" (α_0) qui donne l'état d'équilibre entre la résistance du train supérieur (W_s) et celle du train inférieur (W_i). Le mécanisme moteur doit être placé à la partie supérieure du convoyeur si l'angle d'inclinaison réel α est supérieur à α_0 et à la partie inférieure (en bas) dans le cas contraire.

si $\alpha > \alpha_0$ le tambour de commande est en haut

si $\alpha < \alpha_0$ le tambour de commande est en bas.

On a vu que :

$$W_s = \eta (W_1 + W_2 + W_3)$$

$$\text{et } W_i = \eta' (W'_1 + W'_2 + W'_3)$$

ou bien :

$$\frac{W_s}{\eta} = (q+q_1) L_s \cos \alpha \frac{2f}{D_s} + (q+q_1) L_s \cos \alpha \frac{\mu_s d_s}{D_s} + q_2 L_s \frac{\mu_s d_s}{D_s} - (q+q_1) L_s \sin \alpha \quad (35)$$

$$\text{et } \frac{W_i}{\eta'} = q_1 L_i \frac{2f}{D_i} \cos \alpha + q_1 L_i \cos \alpha \frac{\mu_i d_i}{D_i} + q_3 L_i \frac{\mu_i d_i}{D_i} + q_1 L_i \sin \alpha \quad (36)$$

Ce qui aboutit à :

$$\frac{W_s}{\eta} = (q+q_1) \frac{2f + \mu_s d_s}{D_s} \cos \alpha - (q+q_1) L_s \sin \alpha + q_2 L_s \frac{\mu_s d_s}{D_s}$$

$$\text{et } \frac{W_i}{\eta'} = q_1 L_i \frac{2f + \mu_i d_i}{D_i} \cos \alpha + q_1 L_i \sin \alpha + q_3 L_i \frac{\mu_i d_i}{D_i}$$

mais on a : $L_i = 2L_s$; $\mu_i = \mu_s = \mu$; $d_i = d_s = d$ et $D_s = D_i = D$

Alors si on pose $W_s = W_i$ on arrive à :

$$\left(\frac{\eta}{\eta'} (q+q_1) - 2q_1 \right) \frac{2f + \mu d}{D} \cos \alpha_0 - \left(\frac{\eta}{\eta'} (q+q_1) + 2q_1 \right) \sin \alpha_0 + \left(\frac{\eta}{\eta'} q_2 - 2q_3 \right) \frac{\mu d}{D} = 0$$

En remplaçant les quantités par leurs valeurs on arrive à l'équation suivante :

$$6.114 \cos \alpha_0 - 197.212 \sin \alpha_0 + 0.117 = 0$$

soit en introduisant la valeur de $\sin \alpha_0$ en fonction de $\cos \alpha_0$:

$$\sin^2 \alpha_0 = 1 - \cos^2 \alpha_0$$

$$1.0005 \cos^2 \alpha_0 + 3.6 \cdot 10^{-5} \cos \alpha_0 - 1 = 0$$

Une équation en $\cos \alpha_0$ à deux degrés qui possède une solution positive (on néglige la racine négative):

$$\cos \alpha_0 = 0.9998$$

Comparons cette valeur à celle de $\cos \alpha$:

$$\cos \alpha = \sqrt{1 - \left(\frac{B}{L}\right)^2} = \sqrt{1 - \left(\frac{5}{200}\right)^2} = 0.9997$$

Alors $\cos \alpha_0 > \cos \alpha$ ou $\alpha_0 < \alpha$.

Donc, le mécanisme moteur des différentes unités sera placé à la partie haute du convoyeur. (à α_0 ; on préfère la position haute).

III.3. CALCUL DE L'EFFORT MINIMUM.

Si la flèche de la bande (partie se trouvant entre deux rouleaux voisins) dépasse une certaine limite, les pertes par frottement sur les rouleaux augmentent et la matière tend dans ces conditions à couler et revenir en arrière quand elle passe par les rouleaux porteurs. Pour éviter ceci, on doit vérifier que la force minimum assure une flèche de la bande dans les limites admissibles.

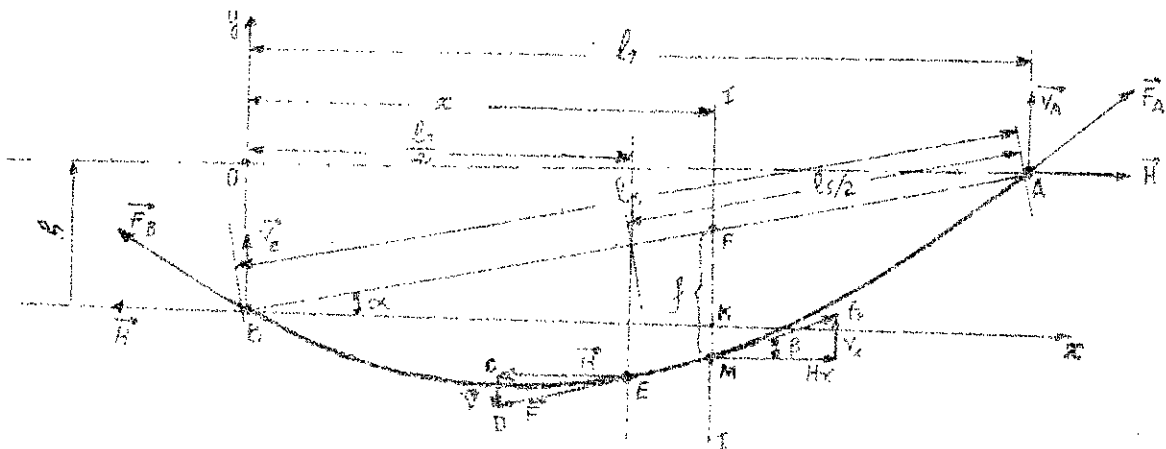


Fig. 19. Déformée de la courroie

D'après la fig qui représente la déformée de la bande entre deux rouleaux voisins A et B, on peut écrire :

$$\sum F/y : \quad V_A + V_B = (q + q_1) L_s \quad (37)$$

$$\sum M/A : \quad V_B \cdot l_1 + H \cdot h - \frac{1}{2} (q + q_1) L_s \cdot l_1 = 0 \quad (38)$$

$$\sum M/B : \quad V_A \cdot l_1 - H \cdot h - \frac{1}{2} (q + q_1) L_s \cdot l_1 = 0 \quad (39)$$

De ces équations on peut tirer :

$$V_A = \frac{1}{2} (q + q_1) L_s + H \frac{h}{l_1} \quad (40)$$

$$V_B = \frac{1}{2} (q + q_1) L_s - H \frac{h}{l_1} \quad (41)$$

mettons $\sum F/y$ pour la partie AE :

$$V - V_A + \frac{1}{2} (q + q_1) L_s = 0 \quad (42)$$

et $\sum F/y$ pour la partie BE :

$$V + V_B - \frac{1}{2} (q + q_1) L_s = 0 \quad (43)$$

Avec les équations 40 ; 41 et 42 on peut écrire :

$$V - \frac{(q + q_1) L_s}{2} - H \frac{h}{l_1} + \frac{(q + q_1) L_s}{2} = 0$$

c'est à dire que :

$$V - H \frac{h}{l_1} = 0 \quad \text{ou} \quad \frac{V}{H} = \frac{h}{l_1} \quad (44)$$

Dans les deux triangles OAB et DCE on a :

$$h = OB ; \quad l_1 = OA ; \quad v = OD \quad \text{et} \quad H = CE$$

$$\text{Alors} \quad \frac{H}{F} = \frac{l_1}{L_s} \quad \text{ou} \quad H = F \frac{l_1}{L_s}$$

Si on porte cette valeur dans les équations 40 et 41 on aura

$$V_A = \frac{(q + q_1) L_s}{2} + F \frac{h}{L_s} \quad (45)$$

$$V_B = \frac{(q + q_1) L_s}{2} - F \frac{h}{L_s} \quad (46)$$

Imaginons maintenant une coupe suivant la verticale II :

$$\Sigma F/y : F_x \sin \beta - \frac{q+q_1}{\cos \alpha} = + V_B = 0 \quad (47)$$

$$\text{et } \Sigma F/x : F \cos \beta - H = 0 \Rightarrow F_x \cos \beta = H = F \frac{l_2}{L_3} \quad (48)$$

Combinons 45, 46 et 47 :

$$F_x \sin \beta = (q+q_1) \frac{l_2}{L_3} x - \frac{1}{2}(q+q_1) L_3 + F \frac{h}{L_3} \quad (49)$$

$$\text{car } \cos \alpha = \frac{l_2}{L_3}$$

Les équations 48 et 49 donnent alors :

$$\text{tg } \beta = \frac{dy}{dx} = \frac{(q+q_1) L_3^2}{F l_2^2} x - \frac{(q+q_1) L_3^2}{2 F l_2} + \frac{h}{l_2} \quad (50)$$

Par intégration on obtient l'équation de la déformée cherchée.

$$y = \int \text{tg } \beta \cdot dx$$

calcul fait on trouve :

$$y = \frac{(q+q_1) L_3^2}{2 F l_2^2} x^2 - \left(\frac{(q+q_1) L_3^2}{2 F l_2} - \frac{h}{l_2} \right) x \quad (51)$$

$$\text{avec } x_c = l_1 - \frac{2 F h l_2}{(q+q_1) L_3^2}$$

$$\text{et } x_B = - \frac{(q+q_1) L_3^2}{2 F l_2} + \frac{h}{l_2}$$

Donc la tangente maximum (extrême) dans notre cas correspond à $x=0$; soit

$$\text{tg } \beta_{\max} = \frac{(q+q_1) L_3^2}{2 F l_2} - \frac{h}{l_2} \quad (52)$$

Le calculer d'après les données admet un angle maximum de 23° , donc on doit avoir selon 48.

$$\frac{(q+q_1) L_3^2}{2 F l_2} - \frac{h}{l_2} < \text{tg } 23^\circ$$

De la fig on peut écrire :

$$f = KF - KM, \quad \frac{KF}{x} = \frac{h}{l_2}$$

$$\text{càc : } KF = \frac{h}{l_2} x \quad \text{et } KM = y$$

d'où : $f = \frac{p}{l_1} x - y$

remplaçons y par sa valeur donnée par (51).

$$f = \frac{p}{l_1} x - \frac{(q+q_1)L_s^2}{2Fl_1^2} x^2 + \left[\frac{(q+q_1)L_s}{2Fl_1} - \frac{p}{l_1} \right] x$$

Avec de simples simplifications, la flèche devient :

$$f = -\frac{(q+q_1)L_s^2}{2Fl_1^2} x^2 + \frac{(q+q_1)L_s}{2Fl_1} x$$

et $\frac{df}{dx} = -\frac{(q+q_1)L_s^2}{Fl_1^2} x + \frac{(q+q_1)L_s}{2Fl_1}$

si $\frac{df}{dx} = 0$ on trouve : $x = \frac{l_1}{2}$

Cela veut dire que la flèche est maximum pour $x = \frac{l_1}{2}$

$$f_{max} = \frac{(q+q_1)L_s^2}{8F}$$

ou : $F_{min} = \frac{(q+q_1)L_s^2}{8 f_{adm}}$ (53)

Selon [3] ; la flèche admissible (f_{adm}) est de (2,5 à 3) % de L_s .

si $f_{adm} = \frac{2,5}{100} L_s = \frac{2,5}{100} \cdot 1,1 = 0,0275 \text{ m}$

F_{min} devient égale à :

$$\frac{(76,92 + 10,6) \cdot 1,1^2}{8 \cdot 0,0275} = 481 \text{ kg}$$

Ceci, nous oblige à avoir une valeur supérieure ou égale à 481 kg de la tension la plus faible dans la courroie. (au moins dans le train porteur).

posons alors $t = 485 \text{ kg}$ qui représente la tension à la sortie du tambour moteur.

Pour cette nouvelle valeur de t ; on aura une nouvelle valeur de K :

$$K = \frac{t}{F} = \frac{485}{458} = 1,059$$

Donc, il est inutile selon [1] ; tab XVI, de prendre un angle α égal à 180° avec $\mu = 0,25$, on prendra un angle $\alpha = 200^\circ$ avec $\mu = 0,2$.

$$T = F(K+1) = 458(1,059+1) = 941 \text{ kg}$$

$$F_b = \frac{T + \lambda}{2} = \frac{341 + 485}{2} = 713 \text{ kg}$$

III. 4 RESISTANCE A L'ENROULEMENT DE LA BANDE SUR LES TAMBOURS :

La résistance à l'enroulement sur les tambours lisses dépend des forces qui s'exercent et de la structure de la courroie, cette résistance peut être calculée selon [3] par la formule suivante :

$$W_e = \frac{R d_f}{D} \mu' + K B i \quad (54)$$

où R : la somme géométrique de toutes les forces sollicitant le tambour.

d_f : le diamètre des axes du tambour.

D : le diamètre du tambour.

μ' : le coefficient de frottement du polier.

K : coefficient ; fonction du diamètre du tambour, pour une bande caoutchoutée $K = 0,002$ pour $D < 600 \text{ mm}$, et $0,0016$ pour $D \geq 600 \text{ mm}$.

B : largeur de la bande en (mm)

i : nombre de plis.

I.) Résistance au tambour moteur :-

$$\vec{R} = \vec{T} + \vec{T} + \vec{q}_m$$

projetons sur deux axes :

$$R_x = T \cos 34 + T \cos 18,6$$

$$R_y = T \sin 34 - T \sin 18,6 + q_m$$

d'où on peut écrire :

$$R_x = 485 \cos 34 + 941 \cos 18,6 \approx 1376 \text{ kg}$$

$$R_y = 485 \sin 34 - 941 \sin 18,6 + 300 \approx 10 \text{ kg}$$

Alors :

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} \approx 1376 \text{ kg}$$

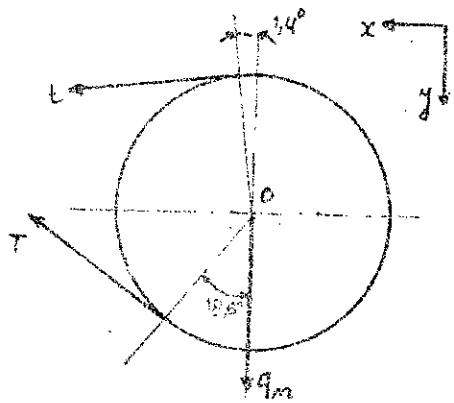


Fig. 20

Appliquons la formule (54) avec les valeurs suivantes :

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

$$D = 500 \text{ mm}$$

$$\mu' = 0,05$$

$$K = 0,002$$

$$W_F = \frac{1376 \cdot 50}{500} \cdot 0,05 + 0,002 \cdot 800 \cdot 5 = 75 \text{ kg}.$$

2.) Résistance au tambour de renvois :-

on a : $F_4 = t + W_3 = 485 + 274 = 759 \text{ kg}$

posons $F_3 = F_4$ ce qui est acceptable.

$$F_3 = 759 \text{ kg}.$$

Le poids du tambour de renvois est $P_T \approx 220 \text{ kg}$

Alors on peut écrire :

$$R^2 \approx P_T^2 + (F_3 + F_4)^2 - 2 P_T \cdot (F_3 + F_4) \cos 91,4^\circ$$

on trouve : $R = 1528 \text{ kg}$

La formule (54) donne alors :

$$W_F = \frac{1528 \cdot 50}{400} \cdot 0,05 + 0,002 \cdot 800 \cdot 5 \approx 17 \text{ kg}$$

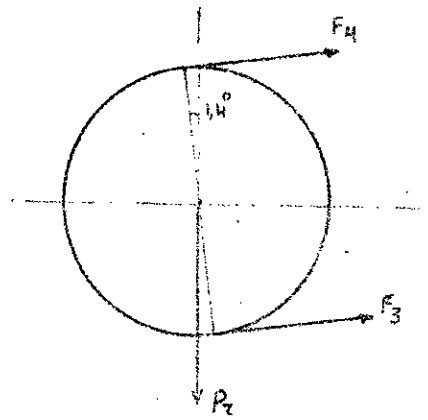


Fig. 21

3.) Résistance du tambour de pression :

Adoptons tout d'abord la position du tambour afin d'avoir l'angle d'enroulement.

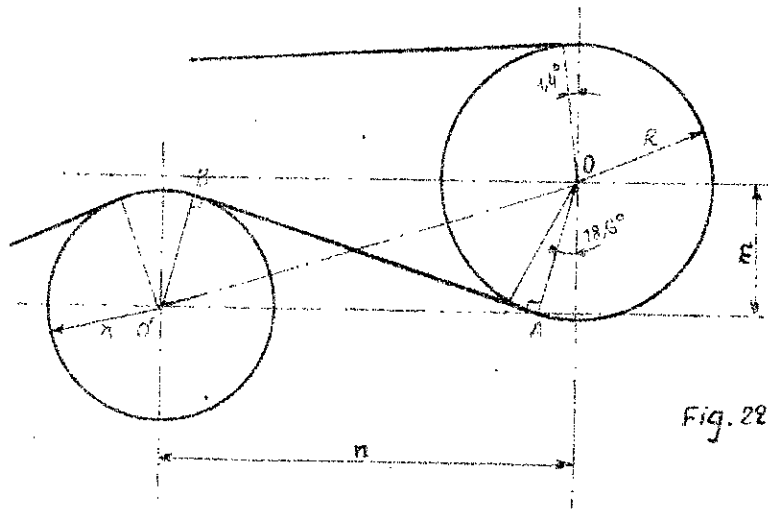


Fig. 22

La condition à réaliser dans ce cas est que :

$$OO' > R + r + \delta$$

où δ est l'épaisseur de la courroie

$$\delta = 5a + E_1 + E_2 \quad ; \quad a \text{ est l'épaisseur d'un pli de la courroie,}$$

$a = 0,9 \text{ mm}$; selon 11 tab VII

$$\delta = 5 \cdot 0,9 + 4 + 2 = 10,5 \text{ mm}$$

d'où on peut tirer OO' :

$$OO' > 200 + 250 + 10,5 = 460,5 \text{ mm.}$$

la droite Ac' est le lieu géométrique du point O' axe du tambour de

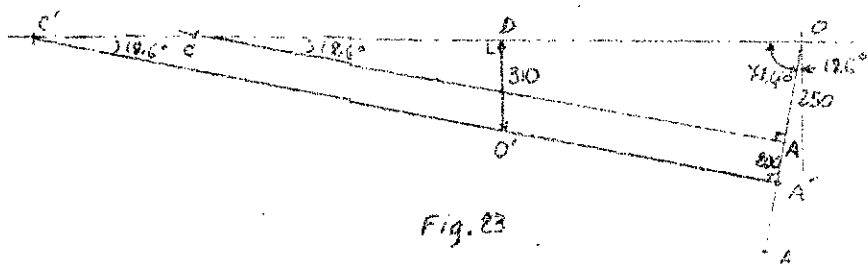


Fig. 23

pression, ce tambour peut rouler sur la droite AC , l'angle d'enroulement reste inchangé.

Si $m = 310 \text{ mm}$, on aura:

$$m = Oc' - Oc' = \frac{250 + 200}{\sin 18,6} - \frac{310}{\text{tg} 18,6} = 1406 - 919 = 488 \text{ mm}$$

prenons alors:

$$n = 500 \text{ mm} \text{ et } m = 310 \text{ mm}$$

$$\text{et on aura } OO' = \sqrt{(500)^2 + (310)^2} = 588 \text{ mm} > 460,5 \text{ mm.}$$

Calculons maintenant la résistance à l'enroulement.

$$R = P_c + 2T \cos \frac{160}{2} = 220 + 2 \cdot 941 \cos 80 = 547 \text{ kg}$$

La formule (54) donne:

$$W_E = \frac{547 \cdot 50}{400} \cdot 0,05 + 0,002 \cdot 900 \cdot 5 = 12 \text{ kg}$$

avec un diamètre de tourillon de 50 mm.

4.) Tambour de tension:

La résultante dans ce cas est:

$$R = P + P - 2F$$

où P : le contre poids ($P \approx 1300 \text{ kg}$, voir plus loin)

p : poids du tambour ($P \approx 300 \text{ kg}$)

$$F \approx F_3 \approx 759 \text{ kg}$$

$$\text{alors: } R = 1300 + 300 - 2 \cdot 759 \approx 80 \text{ kg}$$

$$W_E = \frac{80 \cdot 60}{500} \cdot 0,05 + 0,002 \cdot 800 \cdot 5 = 8 \text{ kg}$$

avec $d_f = 60 \text{ mm}$ et $D = 500 \text{ mm}$.

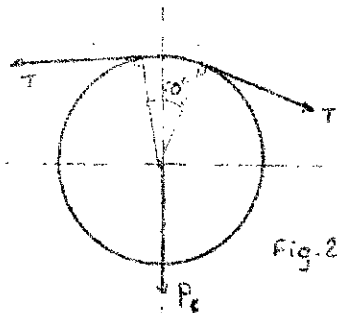


Fig. 24

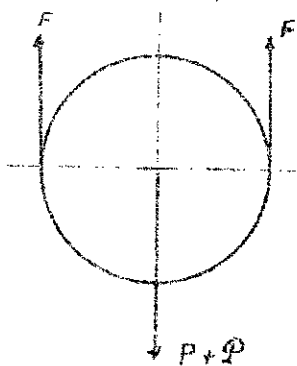


Fig. 25

5.) Résistance au tambours de renvois du système tendeur :-

$$R \approx \sqrt{(F_3 + P)^2 + F_3^2}$$

$$= \sqrt{(753 + 220)^2 + 753^2} = 1239 \text{ kg}$$

Alors : $W_t = \frac{1239 \cdot 50}{400} \cdot 0,05 + 0,002 \cdot 800 \cdot 5$
 $\approx 16 \text{ kg}$

On aura deux tambours de renvois, ce qui donne une résistance double (32 kg).

Par conséquent :

$$\Sigma \text{cf} = 71 + 17 + 12 + 8 + 2 \cdot 16 = 84 \text{ kg}$$

Et on aura d'après la formule (34) la nouvelle valeur de la force tangentielle.

$$F = 478 + 84 = 502 \text{ kg}$$

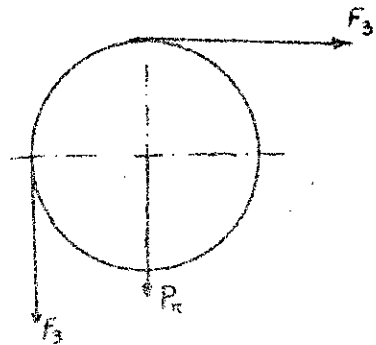


Fig. 26

III.5 SCHEMA DES TENSIONS :

Sur la fig. ; la courroie quitte le tambour moteur au point 1. avec une tension $T = 485 \text{ kg}$ ou $F_1 = 485 \text{ kg}$, au point 4 la tension devient F_4 .

$$F_4 = F_1 + W_3 = 485 + 273 = 758 \text{ kg}$$

Au point 3 ; F_4 augmente un peu à cause des frottements au tambour de renvois.

$$F_3 = F_4 + 17 = 758 + 17 = 775 \text{ kg}$$

Au point 3' ; on doit prendre en considération les frottements du système tendeur (18 + 16 · 2).

$$F_{3'} = 775 + 8 + 16 + 16 = 805 \text{ kg}$$

Si on ajoute à $F_{3'}$ la résistance sur le brin inférieur (W_2) on arrivera au point 2' avec :

$$F_{2'} = 805 + 145 = 950 \text{ kg}$$

et alors :

$$F_2 = T = F_{2'} + 12 \text{ (résistance du tambour de pression)}$$

$$= 950 + 12 = 972 \text{ kg}$$

Ces valeurs sont portées sur le diagramme des tensions le long du trajet de la courroie, Fig.

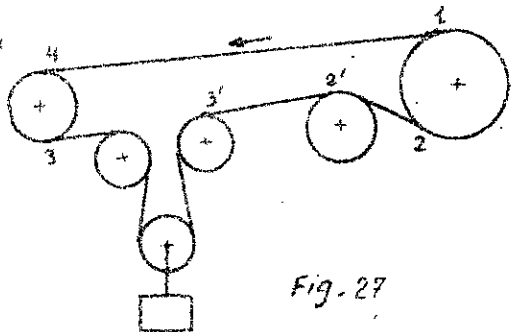


Fig. 27

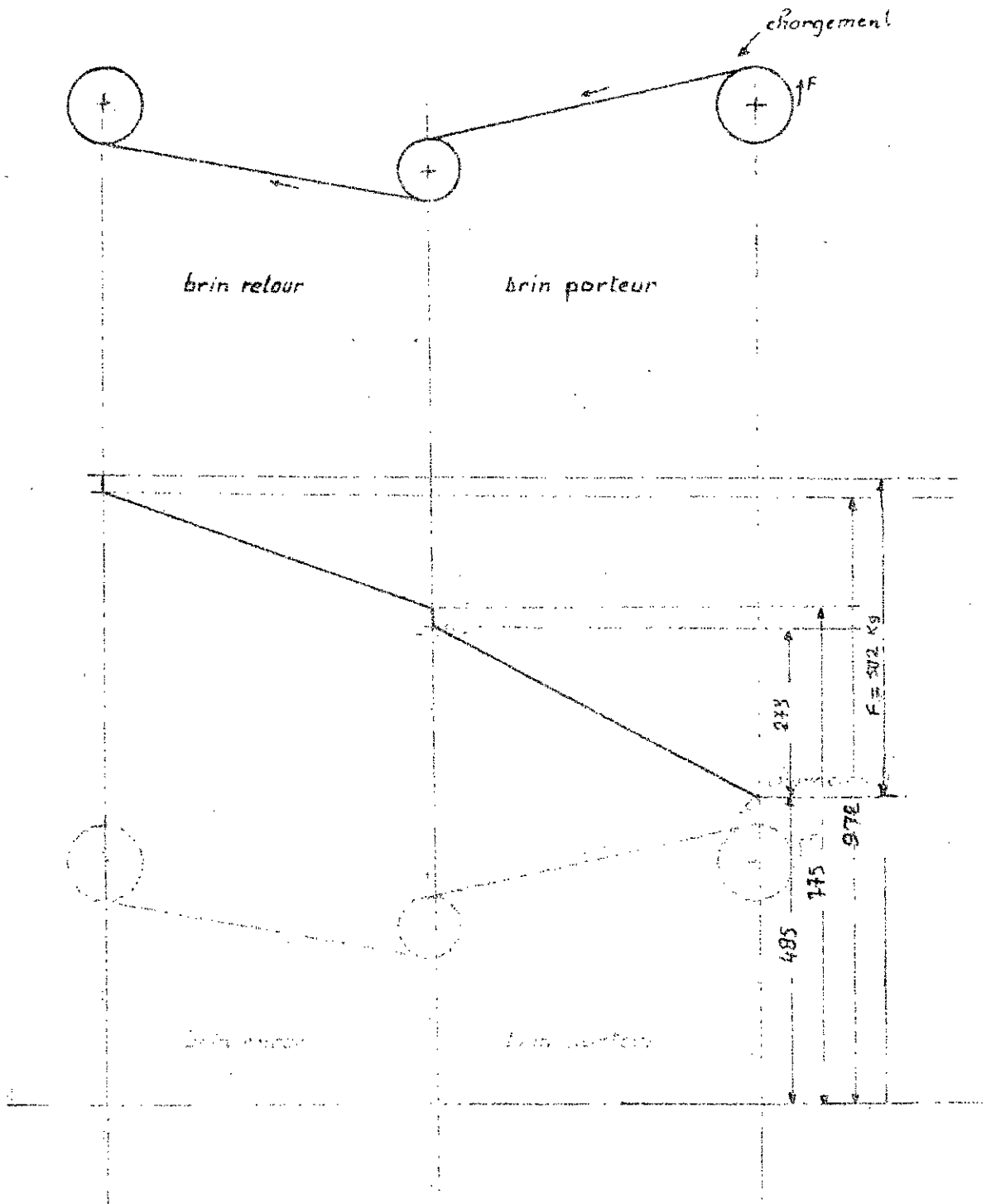


Fig. 28 . Schema de tension dans la courroie .

III.6 LE DISPOSITIF DE TENSION.

Pour notre cas, on adoptera un tendeur à gravité qui aura l'avantage de donner automatiquement une tension constante et réglable et même connue.

La longueur de 200 m ne permet pas l'utilisation d'un autre dispositif (à vis; à crémaillère, etc) autre que celui-ci. On va le placer là où la tension est minimum sur le brin retour, autrement dit, à la sortie du tambour de renvoi.

La tension dans cet endroit est $F_3 = 775 \text{ kg}$
le poids à prévoir sera égal à $2 \cdot F_3$
c'est à dire :

$$P = 2 \cdot 775 = 1550 \text{ kg}$$

Comme vérification, on peut utiliser une formule donnée par (1), page 154.

$$P = 2 \left(t + 0.01 \bar{q} y + \frac{q_1 h y}{L} \right) \quad (55)$$

avec : $t = 775 \text{ kg}$

$\bar{q} = 60 \text{ kg/m}$ (selon (1), tab XIII)

$y = 2,05 \text{ m}$ (éloignement du système au tambour de renvois)

$q_1 = 10,6 \text{ kg/m}$

$L = 200 \text{ m}$ et $h = 5 \text{ m}$

$$P = 2 \left(775 + 0.01 \cdot 60 \cdot 2,05 + \frac{10,6 \cdot 5 \cdot 2,05}{200} \right) = 1553,5 \text{ kg}$$

Un dispositif par contre poids nécessite également un tambour et un système de fixation de poids estimé à 400 kg ; ce qui nous donne le poids propre à prévoir :

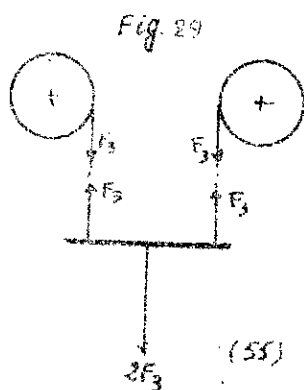
$$P = 1550 - 400 = 1150 \text{ kg}$$

qui va être sous forme de blocs en béton de densité 2300 kg/m^3 ou en acier de densité 7850 kg/m^3 .

- COURSE DU TENDEUR :

La course d'un tendeur doit en général tenir compte de :

- l'allongement élastique de la courroie résultant des variations de tension entre le repos et le démarrage.



-2 allongements permanents qui peuvent avoir lieu entre deux réfections des joints.

Pour un tendeur à gravité qui appartient à des installations importantes, on peut admettre (selon [3] et [11] page 556) un allongement élastique de la courroie de 1,5% pour les joints vulcanisés.

pour $L = 200$ on aura une courroie de longueur de $2L = 400\text{m}$ et une course de tendeur de $0,015 \cdot 400 / 100 = 63\text{m}$

$$C = 6\text{m.}$$

III.7 CHOIX DU MOTEUR ET DU REDUCTEUR.

-1) LE MOTEUR:

Calculons la puissance nécessaire sur l'arbre du tambour de commande.

$$P_T = F \cdot v \quad [\text{W}]$$

F en [N] et v en [m/s]

$$P_T = 502,981 \cdot 1,3 = 6400\text{W}$$

soit 6,4 kW.

Si on admet que le rendement du reducteur est $\eta = 0,95$, la puissance nécessaire à développer par le moteur devient:

$$P_M = \frac{P_T}{\eta} = \frac{6,4}{0,95} = 6,8\text{ kW}$$

Pour cela, on peut essayer un moteur à 1000 tr/min (6 pôles), Type FLS 160M d'une puissance nominale de 7,5 kW de LEROY-SOMER, avec une alimentation de 380V et une vitesse normale $N_M = 965\text{ tr/min}$.

-2) LE REDUCTEUR:

La vitesse de rotation du tambour moteur est.

$$N_T = \frac{60v}{\pi D_T} = \frac{60 \cdot 1,3}{\pi \cdot 0,5} = 49,66\text{ tr/min}$$

le rapport de réduction à avoir dans ces conditions est

$$\epsilon = \frac{N_M}{N_T} = \frac{965}{49,66} = 19,43\text{ tr/tr}$$

Utilisons alors pour cela un réducteur RM 500 type V de rapport de réduction de 20,49, mais n'approcher au rapport donné, on pourra augmenter le diamètre du tambour moteur.

Prenons un diamètre $D = 520$ mm et recalculons sa vitesse de rotation

$$N_T = \frac{60 \cdot 63}{\pi \cdot 0,52} = 47,77 \text{ tr/min}$$

le nouveau rapport devient alors :

$$\varepsilon = \frac{965}{47,77} = 20,2$$

l'erreur dans ces conditions est $\frac{\varepsilon_R - \varepsilon}{\varepsilon_R} = \frac{20,49 - 20,20}{20,49} = 1,4\%$, ce qui est tout à fait acceptable.

III.8. VERIFICATION DU MOTEUR AU DEMARRAGE :

VR

Pour cela nous allons utiliser la méthode donnée par (1).

si Γ_R est le couple résistant du convoyeur et Γ_d le couple de démarrage donné par le moteur, le couple d'accélération du convoyeur sera :

$$\Gamma_A = \Gamma_d - \Gamma_R = I \frac{d\omega}{dt} \quad (56)$$

où I représente l'inertie de tous les organes mobiles du convoyeur (courroie, tambours, rouleaux, réducteur, moteur et accouplements)

la vérification au démarrage consiste dans ce cas, à calculer Γ_d en adoptant une durée de démarrage, et le comparer ensuite à celui donné par le moteur.

CALCUL DE I :

$$I = I_T + I_M + I_R + I_A \quad (57)$$

où : I_T est l'inertie du transporteur (tambour + rouleaux + courroie).

I_M : inertie du moteur.

I_R : inertie du réducteur.

I_A : inertie des accouplements.

- Inertie du transporteur. I_T :

Calculons tout d'abord les masses qui se trouvent en mouvement de rotation ou de translation.

$$M = M_{\text{courroie}} + M_{\text{tambours}} + M_{\text{rouleaux}} + M_{\text{charge}}$$

• $M_{\text{courroie}} = 2Lq_1 = 2 \cdot 200 \cdot 10.6 = 4240 \text{ kg}$.

• $M_{\text{tambours}} = q_m + q_r + 3q_c + q_t$

où q_m est le poids du tambour moteur, q_r celui du tambour de renvois ; q_c le poids des tambours de contraintes (3 tambours, un pour avoir l'angle d'enroulement nécessaire et 2 pour le système tendeur), enfin q_t représente le poids du tambour de tension.
Alors :

$M_{\text{tambours}} = 300 + 220 + 3 \cdot 220 + 300 = 1480 \text{ kg}$.

• $M_{\text{rouleaux}} = k_1 n q_c + k_2 n' q'_c = 0.8 \cdot 181 \cdot 15 + 0.8 \cdot 89 \cdot 13 = 3095 \text{ kg}$.

• $M_{\text{charge}} = \frac{Q_R \cdot L}{3.6 v} = \frac{360 \cdot 200}{3.6 \cdot 13} = 15385 \text{ kg}$.

Maintenant on peut tirer la masse totale :

$M = 4240 + 1480 + 3095 + 15385 = 24200 \text{ kg}$.

Reduisons toute cette masse au niveau de l'arbre du tambour moteur, et calculons l'inertie du transporteur :

$I_T = \frac{M D_T^2}{4} = \frac{24200 \cdot (0.52)^2}{4} = 1636 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ (58)

Reduisons également cette inertie une autre fois, mais sur l'arbre du moteur :

$I'_T = \frac{I_T}{E_R^2} = \frac{1636}{(20.49)^2} = 3.9 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

- Inertie du moteur I_m :

Pour un moteur FLS 160M on trouve selon 191 page 16 :

$M D^2 = 0.42 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

d'où on peut tirer :

$I_m = \frac{M D^2}{4} = 0.105 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

- Inertie Reducteur et Accouplements :

Prenons pour cela, selon 111 page 217, $I_R + I_A = 0.5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

A ce stade, on peut avec la formule (57) calculer l'inertie totale :

$I = 3.9 + 0.105 + 0.5 = 4.5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

remplaçons l'accélération $\frac{d\omega}{dt}$ par sa valeur moyenne pendant la durée t de démarrage et prenons de même la valeur moyenne du couple d'accélération de la formule $\Gamma_A = I \frac{d\omega}{dt}$.

$$\bar{\Gamma}_A = I \frac{2\pi Nm}{60 \Delta t} \quad (59)$$

si on veut que notre convoyeur démarre en un temps de 10 secondes on aura :

$$\bar{\Gamma}_A = 4,5 \frac{2\pi \cdot 965}{60 \cdot 10} = 45,5 \text{ N.m.}$$

- CALCUL DE Γ_R :-

Au démarrage, le coefficient de frottement μ' peut avoir une valeur différente à celle lors de la marche normale.

Si la température est basse et si le convoyeur est resté un certain temps immobile, la viscosité de l'huile et des graisses change et on pourra dire que le coefficient μ' au repos est plus élevé que μ' en marche. D'après [1] page 214, on recommande de prendre au démarrage : $\mu' = 0,06$.

Recalculons la résistance totale W_t des brins supérieur et inférieur. La formule (24) donne :

$$W_T = m W_s + n' W_i = m(W_1 + W_2 - W_3) + n'(W'_1 + W'_2 - W'_3)$$

$$W_2 = (q_1 + q_2) L_s \frac{\mu' d_s}{D_s} \cos \alpha + q_2 L_s \frac{\mu' d_s}{D_s}$$

$$= (76,92 + 10,6) \cdot 1,1 \frac{0,06 \cdot 2,5}{13,3} \cdot 0,9997 + 10,96 \cdot 1,1 \frac{0,06 \cdot 2,5}{13,3} = 1,21 \text{ kg/es}$$

$$W'_2 = q_1 L_i \cos \alpha \frac{\mu' d_i}{D_i} + q_3 L_i \frac{\mu' d_i}{D_i}$$

$$= 10,6 \cdot 2,2 \cdot 0,9997 \frac{0,06 \cdot 2,5}{13,3} + 4,63 \cdot 2,2 \frac{0,06 \cdot 2,5}{13,3} = 0,38 \text{ kg/es}$$

Les autres résistances restent inchangées, et alors :

$$W_T = 187(2,90 + 1,21 - 2,41) + 89(0,70 + 0,38 + 0,6) = 455,4 \text{ kg}$$

recalculons maintenant avec $\mu = 0,06$, les résistances au niveau des différents tambours.

- Le tambour moteur :

La formule (54) donne :

$$W'_E = \frac{1376 \cdot 50}{520} \cdot 0,06 + 0,002 \cdot 800 \cdot 5 = 16 \text{ kg.}$$

- Le tambour de renvoi :

$$W'_E = \frac{1528 \cdot 50}{400} \cdot 0,06 + 0,002 \cdot 800 \cdot 5 = 19,5 \text{ kg.}$$

- Le tambour de pression :

$$W'_E = \frac{547 \cdot 50}{400} \cdot 0,06 + 0,002 \cdot 800 \cdot 5 = 12,7 \text{ kg.}$$

- Le tambour de tension :

$$W'_E = \frac{20 \cdot 60}{500} \cdot 0,06 + 0,002 \cdot 800 \cdot 5 = 8,6 \text{ kg}$$

- Les tambours de renvoi de tension :

$$W'_E = \frac{1239 \cdot 50}{400} \cdot 0,06 + 0,002 \cdot 800 \cdot 5 = 17,3 \text{ kg}$$

d'où on peut tirer la nouvelle valeur de $\Sigma \varphi$:

$$\Sigma \varphi = 16 + 19,5 + 12,7 + 8,6 + 2 \cdot 17,3 = 91 \text{ kg}$$

Selon (34) on calcule la nouvelle force tangentielle à appliquer au démarrage par le moteur sur le tambour de commande :

$$F' = 455,4 + 91 \approx 546 \text{ kg.}$$

Le couple résistant correspondant à F' est :

$$\Gamma_R = \frac{1}{2} F' D_r \frac{1}{\gamma} \frac{1}{\epsilon_r}$$

$$= \frac{1}{2} \cdot 546 \cdot 0,52 \cdot \frac{1}{0,95} \cdot \frac{1}{20,49} = 7,3 \text{ kg.m sur l'arbre du}$$

moteur, soit $\Gamma_R = 7,3 \cdot 9,81 = 71,6 \text{ N.m.}$

Le couple de démarrage est alors :

$$\Gamma_D = \Gamma_A + \Gamma_R = 45,5 + 71,6 \approx 117 \text{ N.m}$$

Le moteur au régime nominal à 965 tr/min développe un couple nominal :

$$C = \frac{60 P_M}{2\pi N_M} = \Gamma_N \quad (59)$$

$$\Gamma_N = \frac{60 \cdot 7,5 \cdot 1000}{2\pi \cdot 965} = 74 \text{ N.m}$$

On voit que le couple nominal est inférieur au couple de démarrage.

le rapport $\frac{\Gamma_d}{\Gamma_N} = \frac{117}{74} = 1,58$; comparé à 1,8, le rapport donné par le moteur FLS 160M (selon [9] page 16) nous assure le bon fonctionnement pendant le démarrage. (le couple de démarrage que le moteur peut donner est $1,8 \Gamma_N$)

l'accélération linéaire du convoyeur pour une durée de 10 s est égale alors à $\frac{v}{\Delta t} = \frac{1,3}{10} = 0,13 \text{ m/s}^2$, ce qui est parfait. (l'accélération de démarrage varie de 0,1 à 0,8 et moins, conformément à [1] page 218.)

III. 9. CALCUL DU TAMBOUR DE COMMANDE :

1. Vérification à la pression sur la jante :-

HUTCHINSON recommande de vérifier la pression sur la jante par la formule suivante :

$$p_j = 600 \cdot \frac{T+x}{DB\alpha} < 1,5 \text{ et si possible } \approx 1 \quad (60)$$

Tel x en Kg ; D en Cm ; B en Cm et α en degrés.

$$p_j = 600 \cdot \frac{941 + 485}{52 \cdot 80 \cdot 200} = 1,03 \text{ Kg/cm}^2 \approx 1$$

2. Vérification à la pression moyenne :-

La pression moyenne appliquée sur le tambour est égale à $\frac{1}{2} \int_0^\alpha E dx$ avec E la tension de la courroie à l'extrémité d'une longueur dx.

(dx est un élément de longueur de la courroie enroulée sur une surface de rayon de courbure r).

Après simplification (méthode donnée par [1], page 24) on trouve la formule de la pression moyenne suivante :

$$p_{\text{moy}} = \frac{2(T-x)}{DB\pi\alpha} \text{ qui doit être } \leq 0,65 \text{ Kg/cm}^2 \quad (61)$$

Alors

$$p_{\text{moy}} = \frac{2(941 - 485)}{52 \cdot 80 \cdot 0,2 \cdot \pi \cdot 200} = 0,31 \text{ Kg/cm}^2$$

3. Calcul à la rupture :-

Les tambours sur lesquels passe la courroie ont généralement (selon 141 page 79) une longueur supérieure à la largeur de la courroie

$$\begin{aligned} l &= B + 5\text{cm} & \text{si } B < 30'' \\ l &= B + (6+8) & \text{si } B \geq 30'' \end{aligned} \quad (69)$$

Pour notre cas, on a $B = 800\text{ mm}$, soit $31''$, qui nous mène vers le deuxième cas. prenons alors $l = B + 8\text{cm}$.

$$l = 880\text{ cm.}$$

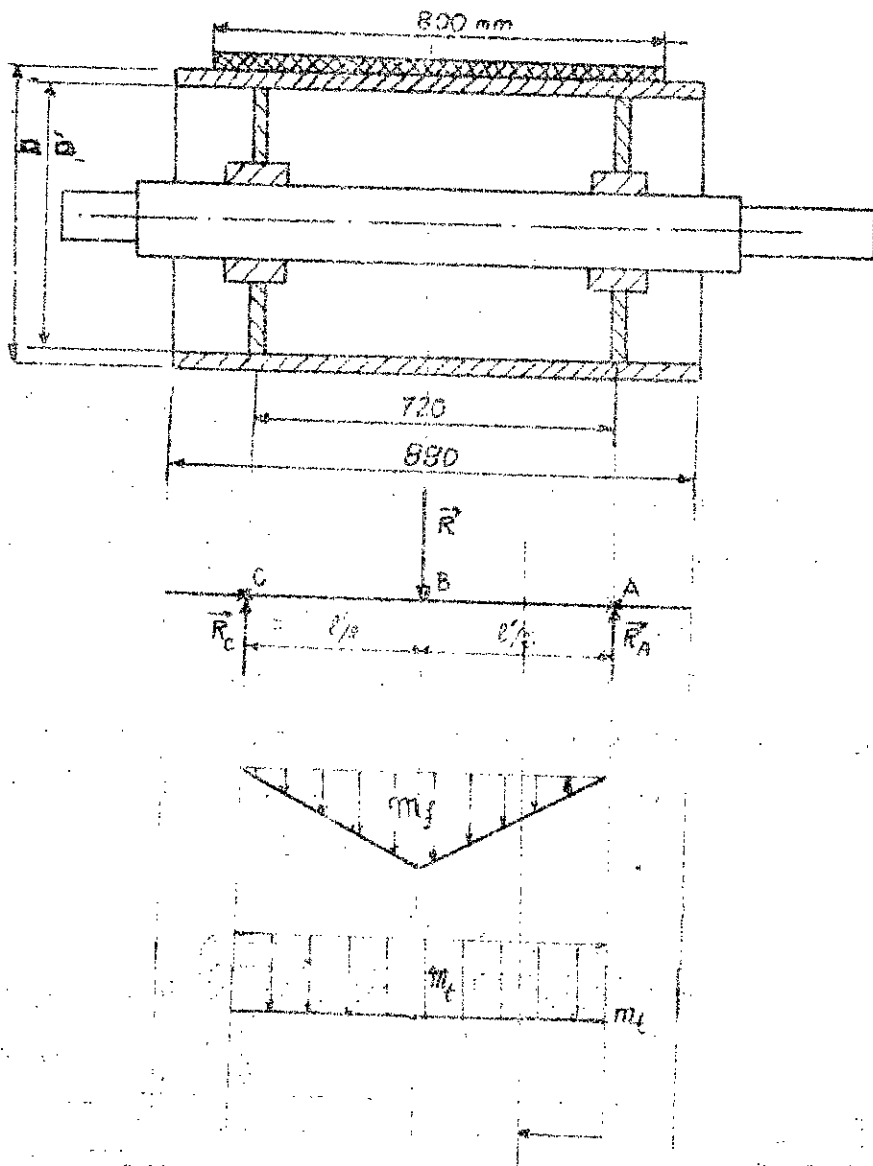


Fig. 30

le tambour moteur est sollicité essentiellement par deux moments l'un de flexion et l'autre de torsion.

Selon la figure précédente ; on peut écrire que :

$$R_A = R_C = \frac{R}{2} = \frac{1376}{2} = 688 \text{ kg.}$$

Ce qui donne :

- Moment de flexion dans la section x :

$$m_{f_x} = R_A \cdot x.$$

La section B donne : $m_{f_B} = R_A \ell/2 = m_{f_{max}}$

- moment de torsion dans la section x :

dans ce cas, considéré que le moment moyen ($m_{t_{moy}} = m_t/2$).

d'où :

$$m_t = \frac{m_{t_{max}}}{2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{30 P \cdot E \cdot r^2}{N_m \cdot x} = \frac{1}{2} \cdot \frac{30 \cdot 75 \cdot 1000 \cdot 20,49 \cdot 0,35}{965 \cdot \pi}$$

$$= \frac{1445}{2} = 722,5 \text{ N.m.}$$

Ces deux moments (flexion et torsion) engendrent sur le tambour deux sortes de contraintes (σ et τ).

Le tambour considéré est sollicité par deux moments (63) de flexion et d'autre de torsion.

et $\tau = \frac{m_t}{I_o / \pi r}$ (64)

où :

$$\frac{I}{\sigma} = \frac{\pi D^3}{32} \left[1 - \left(\frac{D'}{D} \right)^4 \right] \frac{1376}{2} = 988 \text{ kg}$$

et $\frac{I_o}{\tau} = \frac{\pi D^3}{16} \left[1 - \left(\frac{D'}{D} \right)^4 \right]$

avec $D - D' = 2e$ (e : épaisseur de la tôle formant le tambour)

finalément on aboutit aux expressions suivantes :

- moment de flexion dans la section x : m_f

$$\sigma = \frac{m_f}{\frac{\pi D^3}{32} \left[1 - \left(\frac{D'}{D} \right)^4 \right]} = \frac{0,1 D^3 \left[1 - \left(\frac{D'}{D} \right)^4 \right]}{\pi D^3 \left[1 - \left(\frac{D'}{D} \right)^4 \right]}$$

et $\tau = \frac{m_t}{\frac{\pi D^3}{16} \left[1 - \left(\frac{D'}{D} \right)^4 \right]} = \frac{0,2 D^3 \left[1 - \left(\frac{D'}{D} \right)^4 \right]}{\pi D^3 \left[1 - \left(\frac{D'}{D} \right)^4 \right]}$

Ces deux moments (flexion et torsion) engendrent sur le tambour deux sortes de contraintes (σ et τ).

Le tambour considéré est sollicité par deux moments (63) de flexion et d'autre de torsion.

Pour une tôle de $e = 6 \text{ mm}$; on aura au niveau de la section B :

$$\sigma_0 = \frac{679 \cdot \frac{720}{2}}{0,1 (520)^3 \left[1 - \left(\frac{508}{520} \right)^4 \right]} = 0,3 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{et } \tau_0 = \frac{1144,5 \cdot 1000}{0,2 (520)^3 \left[1 - \left(\frac{508}{520} \right)^4 \right]} = 0,05 \text{ kg/mm}^2$$

Calculons maintenant la contrainte idéale correspondante qui est égale à :

$$\begin{aligned} \sigma_i &= \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} & \text{si } \sigma > \tau \\ \text{et } \sigma_i &= \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} & \text{si } \sigma < \tau \end{aligned} \quad (65)$$

Dans notre cas, $\sigma > \tau$; donc :

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{(0,3)^2 + 4(0,05)^2} = 0,32 \text{ kg/mm}^2$$

Ce qui représente une contrainte très faible pour une tôle d'épaisseur 6 mm ; mais une telle épaisseur peut présenter des difficultés pour le soudage, alors une tôle de 8 mm aura plus d'avantages.

Utilisons un acier A37 (acier doux ; selon (1) page 49).

Remarque : les tambours sont des éléments normalisés et fabriqués par des firmes spécialisées dans le domaine des transporteurs, mais, ~~mais~~ la simplicité de construction d'un tambour, nous pousse à ne pas commander les deux tambours (de commande et de renvois), les fabriquer nous même en utilisant des tôles soudées revient certainement moyennement moins coûteux.

4. Calcul des joints soudés de la jante :-

Les joints les plus sollicités sont ceux joignant les jantes à la tôle cylindrique, ils sont sollicités essentiellement au cisaillement dû au couple moteur.

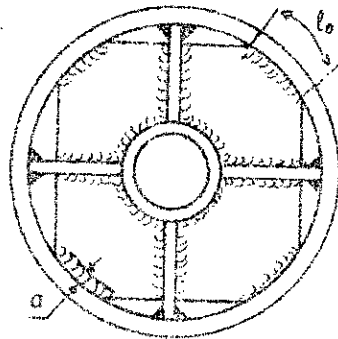
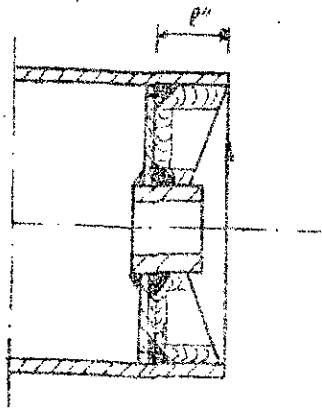


Fig. 31 a.

selon la figure on peut écrire:

$$A = a \sin 45^\circ = 0,7 a$$

si $a = 5 \text{ mm}$, on aura:

$$h = 3,5 \text{ mm}$$

Les longueurs les plus cisailées sont celles qui se trouvent les plus éloignées de l'axe de rotation. c'est à dire:

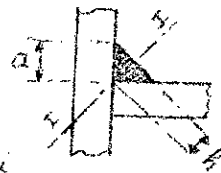


Fig. 31. b

$4 \cdot l_0$: longueur du joint liant la jante à la périphérie.

$4 \cdot l''$: longueur du joint liant les nervures à la périphérie.

Dans ces conditions, la contrainte au cisaillement s'écrit sous la forme:

$$\tau_{cis} = \frac{2 M_{t \text{ max}}}{D' h (4 l_0 + 4 l'' \cdot 2)} \quad (66)$$

Dans cette formule, on a pris le cas le plus défavorable où tout le couple de torsion est transmis par une seule jante.

on a:

$$D' = 508$$

$$M_{t \text{ max}} = 144500 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$h = 3,5 \text{ mm}$$

$$l_0 = 198 \text{ mm}$$

$$l' = \frac{1}{2} (280 - 720) = 80 \text{ mm} \quad ; \quad l'' = 20 \text{ mm}$$

$$\tau_{cis} = \frac{2 \cdot 144500}{508 \cdot 3,5 \cdot (4 \cdot 198 + 8 \cdot 80)} = 0,78 \text{ kg/mm}^2$$

$\sigma = 0.18 \text{ kg/mm}^2$ représente une valeur faible à laquelle tous les aciers ou métaux d'apport peuvent résister avec une grande sécurité. adoptons alors comme métal d'apport le A428 qui possède une contrainte tangentielle admissible de 5 kg/mm^2 .

car selon 161 tab 8, le rapport de la contrainte admissible de cisaillement σ_a à la contrainte admissible à la traction σ_a du métal de base, est donné en fonction du mode de soudage.

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_a} = 0.5 \quad \text{soudage manuel à l'arc.}$$

le métal de base est le A37 à $R_e = 24 \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2}$; si $\sigma_a = 10 \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2}$

$$\text{on aura : } \sigma_a = 0.5 \sigma_a = 0.5 \cdot 10 = 5 \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2} \approx 5 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} > \sigma_{a0}$$

III. 10. VERIFICATION DU TAMBOR DE RENVOIS.

1. Verification à la pression sur la jante :-

$$p_j = 600 \frac{F_3 + F_4}{DB \alpha} = 600 \cdot \frac{775 + 758}{40 \cdot 80 \cdot 180} = 1.6 > 1.5$$

Ce qui est dangereux pour la jante, avec un diamètre de 400 mm. prenons un autre diamètre de 450 mm.

$$p_j = 600 \frac{775 + 758}{45 \cdot 80 \cdot 180} = 1.4 < 1.5 \text{ kg/cm}^2$$

2. Verification à la pression moyenne :-

$$p_j = \frac{2(F_3 - F_4)}{DB \mu \alpha} = \frac{2(775 - 758)}{45 \cdot 80 \cdot 0.2 \pi} = 0.015 \text{ kg/cm}^2$$

3. calcul à la rupture :

Le calcul dans ^{le calcul} cas y apparaît inutile du fait que ce tambour est sollicité uniquement à la flexion, si le tambour moteur résiste à la flexion et à la torsion avec une épaisseur de 8 mm, celui de renvois résistera plus avec la même épaisseur.

On peut dire la même chose pour les autres tambours du convoyeur pour éviter les calculs inutiles.

III. 11. VERIFICATION DES ROULEAUX :

Cette vérification consiste à trouver la charge que subit chaque rouleau et la comparer ensuite à la charge admissible donnée par les ouvrages de référence.

- A) Rouleaux porteurs :

Selon 141, page 52, le rouleau central dans une ligne en auge à 3 rouleaux, supporte 50 à 70% de la charge totale, 15 à 25% est supportée par le rouleau latéral.

Calculons la charge totale subit par une ligne :

$$Q_t = (q + q_1) \frac{L}{\eta} = (76,92 + 10,6) \frac{200}{181} = 96,7 \text{ kg / ligne}$$

posons :

$$Q'_t = 70\% \text{ de } Q_t \quad (Q'_t = \text{charge subit par un rouleau central})$$

$$Q'_t = \frac{70}{100} \cdot 96,7 = 67,7 \text{ kg} < 344 \text{ kg}$$

344 kg représente la charge admissible d'un rouleau pour une largeur de bande de 800 mm, un diamètre d'axe de 20m et pour un roulement Type 6204. (conformement à 141, page 3)

Si les rouleaux latéraux subissent 30% de la charge totale il seront moins sollicités que le rouleau central et le calcul devient inutile.

- B) Rouleaux inférieurs :

Les rouleaux du brin de retour subissent chacun une charge égale à :

$$q_1 \frac{L}{\eta''} = 10,6 \frac{200}{91} = 23,3 \text{ kg}$$

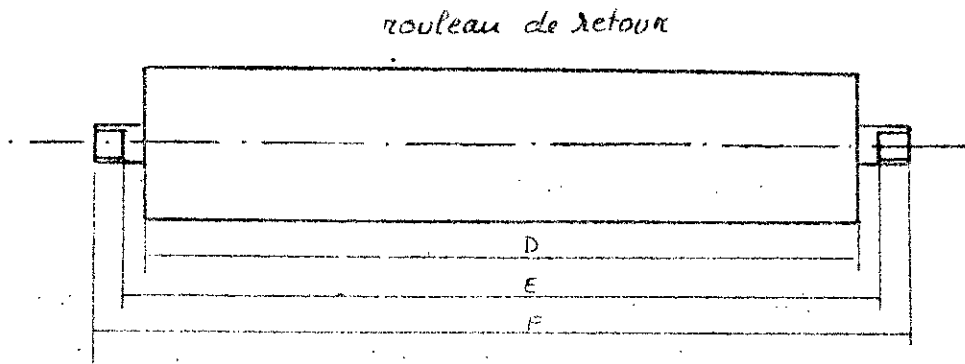
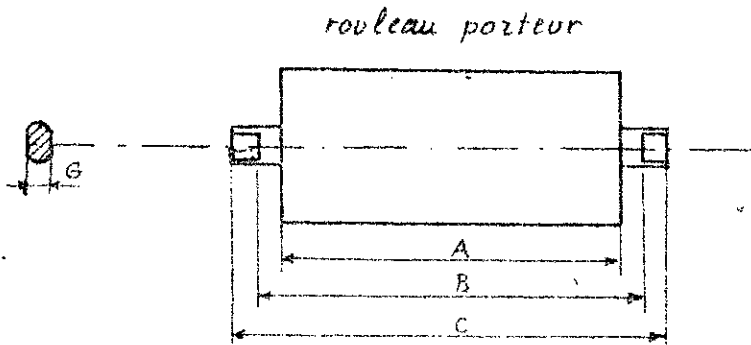
$$n'' = 89 \text{ rouleaux} + 2 \text{ tambours}$$

Pour un roulement 6204, on trouve selon 141 page 3, une charge admissible de 68 kg/rouleau.

$$23,3 < 68 \text{ kg}$$

Notons à ce propos que les charges admissibles données par le constructeur DOVAISIS sont limitées de façon à assurer la longévité maximale des rouleaux en service intensif.

En résumé, on peut adopter des rouleaux DOVAISIS selon norme AFNOR 53.300.



A _{mm}	B _{mm}	C _{mm}	poids (kg)	G _{mm}	φ _{axe} _{mm}	Roulement
290	296	316	5.3	14	20	6204
D _{mm}	E _{mm}	F _{mm}	↓	↓	↓	↓
875	908	940	14.3	14	20	6204

III.12. CALCUL DES ARBRES :-

1. Arbre du tambour moteur :-

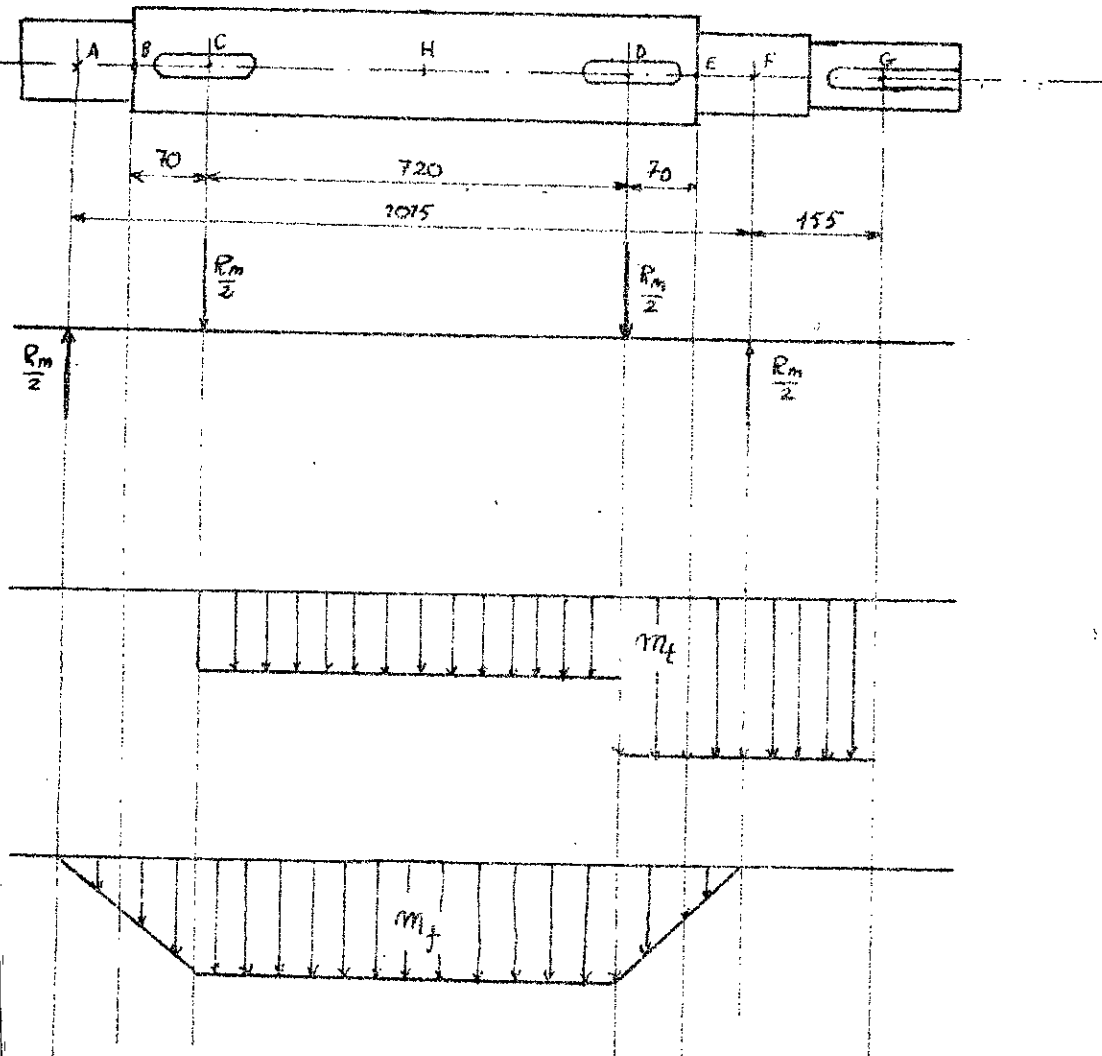


Fig. 32

$R_m = 1376 \text{ kg}$ (voir III.4.1)

L'arbre est sollicité par deux moments l'un de flexion (tambour sur arbre), l'autre de torsion (effort moteur).

La section la plus dangereuse est la section médiane (on suppose que la moitié du moment de torsion est transmis par la clavette de la section C)

mais, la présence des rainures nous oblige à vérifier les sections C et D.

La section D :

$$d_0 \geq \sqrt[3]{\frac{m_t}{0,2 \sigma_{adm}}} \quad (67)$$

Considérons le cas le plus défavorable où toute la puissance est transmise par une seule clavette (D).

$$m_t = 72,3 \times 2 = 144,6 \text{ daN}\cdot\text{m}$$

Pour un acier XC38 stabilisé on a $\sigma_a \approx 10 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$ d'où on peut tirer $\sigma_{adm} = 0,75 \sigma_a = 7,5 \text{ kg/mm}^2$.

$$d_0 \geq \sqrt[3]{\frac{144,6 \cdot 1000}{0,2 \cdot 7,5}} = 43,9 \text{ mm}$$

prenons alors $d_D = 50 \text{ mm}$ et $d_A = 48 \text{ mm}$.

Utilisons ces valeurs provisoirement pour vérifier l'arbre à la contrainte idéale σ_i :

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \quad \text{si } \sigma > \tau$$

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad \text{si } \sigma < \tau$$

avec : $\sigma = \frac{M_p}{0,1 d_i^3}$ et $\tau = \frac{M_t}{0,2 d_i^3}$

Resumons dans le tableau ci-dessous toutes les valeurs trouvées pour les différentes sections :

Section	FLEXION		TORSION		σ_i	d (mm)
	M_f Kg.m	σ kg/mm ²	M_t Kg.m	τ kg/mm ²		
A	0	0	0	0	0	48
B	53,4	4,8	0	0	4,8	48
C	101,5	8,1	72,3	2,9	10,0	50
D	101,5	8,1	144,6	5,8	14,1	50
E	53,4	4,8	144,6	6,5	12,2	48
F	0	0	144,6	6,5	11,3	48
G	0	0	144,6	6,5	11,3	48
H	101,5	8,1	72,3	2,9	10,0	50

Le tableau montre que, pour les dimensions choisies préalablement avec le XC38, la contrainte idéale σ_i est trop élevée par rapport à la contrainte admissible ($\sigma_{i,ad} = 9 \text{ kg/mm}^2$)

Avec une simple interpolation on trouve :

$$d_0 = 53 \text{ mm} = d_G$$

$$d_1 = 55 \text{ mm} = d_A$$

$$d_2 = 65 \text{ mm} = d_D$$

Le tableau suivant donne les valeurs trouvées avec les nouveaux diamètres pour les sections les plus sollicitées :

Section	d_i (mm)	FLEXION		TORSION		σ idéale kg/mm ²
		M_f kg. m	σ (kg/mm ²)	M_t kg. m	τ kg/mm ²	
D	65	101.5	3,7	144.6	2,7	6,6
E	55	53.4	3.2	144,6	4,3	8,2
G	53	0	0	144.6	4.3	7,5

Les contraintes idéale dans ce cas sont toutes inférieures à 9 kg/mm^2 , les coefficients de sécurité sont de l'ordre de 4 ($R_e = 33 \text{ dN/mm}^2$ pour XC38)

VERIFICATION A LA FATIGUE :-

C'est une vérification qui consiste à trouver le coefficient de sécurité à la fatigue n par la formule suivante (selon 161 ; page.) :

$$n = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{n_\sigma}\right)^2 + \left(\frac{1}{n_\tau}\right)^2}} \quad (68)$$

où n_σ est le coefficient de sécurité à la flexion

n_τ le coefficient de sécurité à la torsion

avec :
$$n_\sigma = \frac{\sigma_s}{K_f \sigma_a + \psi_f \sigma_m} \quad (69)$$

BORDEREAU DE DESSIN				E.N.P.A.		
UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE D'ALGER		CONVOYEUR À BANDE		Département de GENIE MECHANIQUE		
N°	N° dessin	Echelle	Désignation	Format	Nb	Observ.
1	17.00.00.00	1:10	UNITE DU CONVOYEUR	2x8	1	
2	17.01.00.00	1:2	MECANISME MOTEUR	2x6	1/2	1/2
3	17.01.00.00	1:2	MECANISME MOTEUR	2x5	1	2/2
4	17.02.00.00	1:5	MECANISME TONDEUR	2x3	1	
5	17.01.00.01	1:2	ARBRE MOTEUR	A3	1	
6	17.01.00.02	1:2	TAMBOUR DE COMMANDE	2x3	1	
7	17.00.02.01	1:2	SUPPORT ROULEAU SUPERIEUR	1x4	1	
8						

$$\text{et } \sigma_{-1} = \frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma} \sigma_a - \psi_{\sigma} \sigma_m} \quad (70)$$

• σ_{-1} ; σ_{-1} : contraintes normales et tangentielle ou limites de rupture à la fatigue.

$$\bullet k_{\sigma} = \frac{k_{\sigma}}{\beta \cdot \epsilon_{\sigma}}$$

où : k_{σ} : coefficient de concentration de contraintes normales.

β : facteur dépendant des traitements thermiques subis par la pièce (éprouvette).

ϵ_{σ} : facteur de similitude.

• σ_a : contrainte amplitude des sollicitations cycliques normales

• σ_m : contrainte moyenne des sollicitations cycliques normales.

• ψ_{σ} : coefficient de susceptibilité du matériau à l'asymétrie

$$\bullet k_{\tau} = \frac{k_{\tau}}{\beta \epsilon_{\tau}}$$

k_{τ} : coefficient de concentration de contraintes tangentielles

ϵ_{τ} : facteur de similitude.

• σ_a : amplitude tangentielle.

• σ_m : contrainte moyenne.

Alors :

$$\sigma_{-1} = 0,43 R_r \quad (\text{selon 161, page 24})$$

$$\sigma_{-1} = 0,22 R_r$$

$$\text{or } R_r = 58 \text{ kg/mm pour le XC38}$$

$$\sigma_{-1} = 25 \text{ kg/mm}^2 \quad \text{et } \sigma_{-1} = 12,8 \text{ kg/mm}^2$$

- Pour le XC38 stabilisé, on peut poser $\beta \approx 1$.

Vérifions les sections D et E.

- Selon 161 : fig 12, page 27, on peut écrire :

$$\epsilon_{\sigma} = 0,8 \quad \text{pour le XC38. pour } d = 55 \text{ mm}$$

- $k_{\sigma} = 1,96$ pour D et 1,92 pour E (selon 151, t1, pages 20;21)

- le cycle de sollicitation est symétrique, on écrit alors :

$$\sigma_m = 0 \quad \text{et } \sigma_a = \sigma_{\text{flexion}}$$

- Quand le moment de torsion varie de zéro à sa valeur M_t , on aura :

$$\epsilon_m = \epsilon_a = \frac{\sigma}{2}$$

On peut prendre $\psi_\epsilon = 0$

nous résumons toutes les valeurs trouvées dans le tableau suivant :

Section	k_σ	β	ϵ_σ	K_σ	$\frac{\sigma_{kg}}{mm^2}$	σ_a	η_σ
D	1,96	1	0,78	2,5	3,7	3,7	2,7
E	1,92	1	0,80	2,4	3,2	3,2	3,3

Pour les contraintes tangentielles les valeurs trouvées sont portées dans le tableau suivant, sachant que $K_\tau = 1 + 0,6(K_\sigma - 1)$ (selon 16/ page 26) :

Section	K_τ	$\frac{\tau_{kg}}{mm^2}$	$\frac{\tau_a}{mm^2}$	η_τ
D	1,90	2,9	2,9	2,3
E	1,84	6,5	6,5	1,1

alors on aura : $\eta_D = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{2,7}\right)^2 + \left(\frac{1}{2,3}\right)^2}} = 1,76$ pour D

et : $\eta_E = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{3,25}\right)^2 + \left(\frac{1}{1,1}\right)^2}} = 1,07$ pour E

Remarquons que le coefficient η_E est faible, ce qui prouve que la section E est très exposée à la rupture par fatigue, pour remédier à cela on doit éviter l'épaulement droit,

on prévoit un rayon $r = 4\text{ mm}$,



Fig.33

2. Arbre des tambours de renvoi :

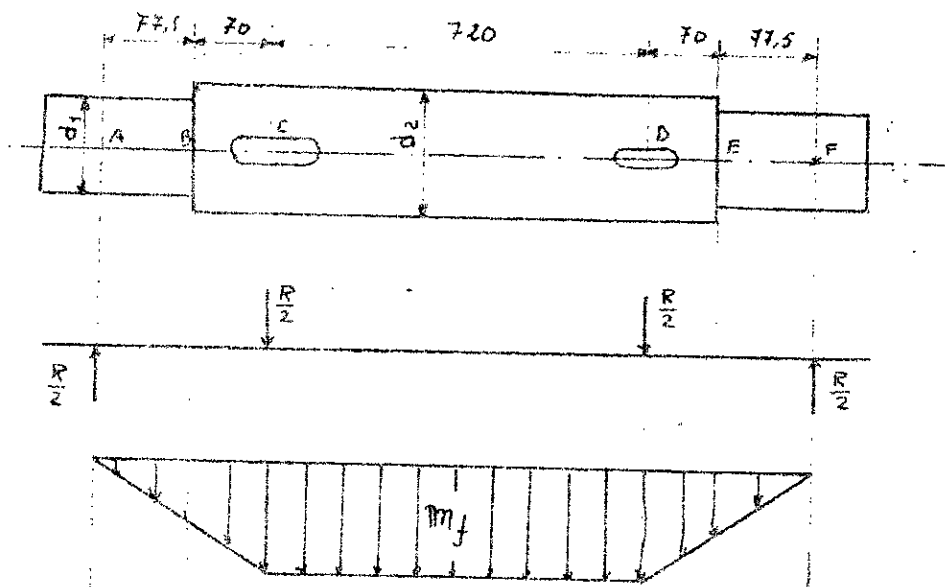


Fig. 34

Cet arbre de tambour de renvoi est sollicité uniquement à la flexion due à la réaction \$R\$, (\$R = 1528\$ kg, voir. III.4.2)

Dans ces conditions on aura :

$$\sigma = \frac{m_f}{0,1d^2} \text{ qui doit être } > \sigma_{ad}$$

d'où on tire :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{m_f}{0,1 \sigma_{ad}}}$$

Les sections les dangereuses sont : C et B.

Section C : acier XC38 stabilisé. \$\sigma_{ad} = 10\$ kg/mm\$^2\$.

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{112690}{0,1 \cdot 10}} = 48,3 \text{ mm}$$

prenons alors \$d_2 = 50\$ mm. et \$d_1 = 45\$ mm et vérifions la.

Section B : on a \$d_1 = 45\$ mm et \$m_f = \frac{1528}{2} \cdot 77,5 = 59210\$ kg. mm

$$\sigma = \frac{59210}{0,1 \cdot 45^3} = 6,5 \text{ kg/mm}^2 < 10 \text{ kg/mm}^2$$

VERIFICATION À LA FATIGUE :

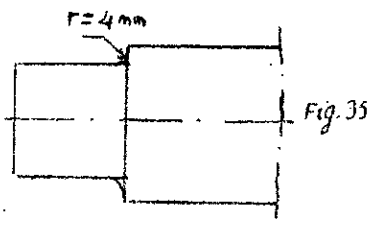
On vérifie la section la plus dangereuse qui est ici . B.

Selon 15/ page 20 ; si $r = 4 \text{ mm}$ on trouve le coefficient de concentration de contraintes K .

$$K = 1,54 \quad (\text{par interpolation})$$

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= \frac{m_f}{0,1d^3} K \\ &= \frac{59210}{0,1 \cdot 45^3} \cdot 1,54 = 10,01 \text{ kg/mm}^2 \approx 10 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

ce qui $\approx \sigma_a$ de l'acier XC38



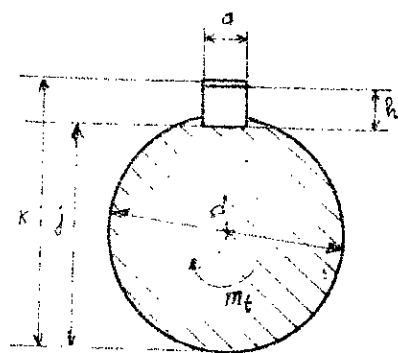
III. 13 CALCUL DU CLAVETAGE :

CLAVETAGE DE L'ARBRE MOTEUR.

Ce calcul consiste à adopter une clavette et tirer sa longueur (l) par la suite.

Les ouvrages de référence recommandent pour un $d = 65 \text{ mm}$ une clavette à $h = 1,7 \text{ cm}$ et $a = 1,8 \text{ cm}$.

On calculera la clavette à la compression et au cisaillement :



— Compression :

$$\sigma_{\text{com}} = \frac{F}{S} = \frac{m_t}{0,25 h \cdot l \cdot d} \leq \sigma_{\text{adm}}$$

d'où on tire l .

$$l \geq \frac{m_t}{0,25 h \cdot d \cdot \sigma_{\text{adm}}} \quad (71)$$

$\sigma_{\text{adm}} = 1000 \frac{\text{dN}}{\text{cm}^2}$ pour les aciers en général avec un assemblage rigide à corps moyens (selon 16/ tab 12, page 179)..

Prendons pour m_t le cas le plus défavorable où toute la puissance est transmise par une seule clavette. $m_t = 14460 \frac{\text{dN} \cdot \text{cm}}{\text{ch}}$

$$l \geq \frac{14460}{0,25 \cdot 1,7 \cdot 6,5 \cdot 1000} = 8 \text{ cm}$$

— Cisaillement :

La condition dans ce cas est : $F \leq a \cdot l \cdot \tau_{\text{adm}}$

$$l \geq \frac{F_d}{2} = 0.5 \cdot d \cdot \sigma_{adm}$$

d'où on tire :

$$l \geq \frac{2 M_t}{d \cdot \sigma_{adm}} \quad (72)$$

Ai $\sigma_{adm} = 500 \frac{dN}{cm^2}$, on aura :

$$l \geq \frac{2 \cdot 14460}{1.8 \cdot 6.5 \cdot 500} = 4.94 \text{ cm}$$

Alors, les deux vérifications imposent une longueur $l = 80 \text{ mm}$.
 Pour cela, choisissons une clavette parallèle, forme A. $18 \times 11/90$ selon
 NFE 27-656.

- clavette de l'accouplement :

Les ouvrages de référence donnent pour $d = 53 \text{ mm}$:
 $h = 1 \text{ cm}$ et $a = 1.6 \text{ cm}$.

- compression :

$$l \geq \frac{14460}{0.25 \cdot 1 \cdot 5.3 \cdot 1000} = 10.9 \text{ cm}$$

- cisaillement :

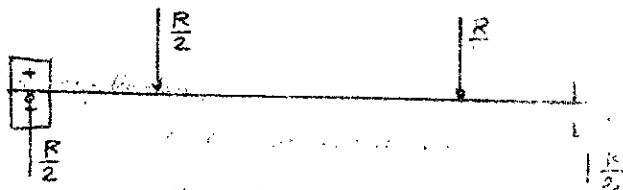
$$l \geq \frac{2 \cdot 14460}{1.6 \cdot 5.3 \cdot 500} = 8.8 \text{ cm}$$

Prendons alors $l = 110 \text{ mm}$, avec une clavette parallèle

forme A. $16 \times 10 \times 110$.

III.14. CALCUL DES PALIERS :

1. Paliers de l'arbre moteur.



$$R = 0.1376 \text{ kg}$$

Fig. 37.

Déterminons la charge dynamique équivalente P , elle est donnée par la relation :

$$P = x V F_r + Y F_a \quad (73)$$

F_r = force radiale ($\frac{R}{2}$)

F_a = force axiale (théoriquement nulle).

posons $v=1$ (bague intérieure tournante par rapport à la charge) et $x=1$ ($F_a=0$).

Alors : $P = 688 \text{ kg} = 675 \text{ dN}$.

Déterminons la charge dynamique de base C pour une durée de 20000 h.

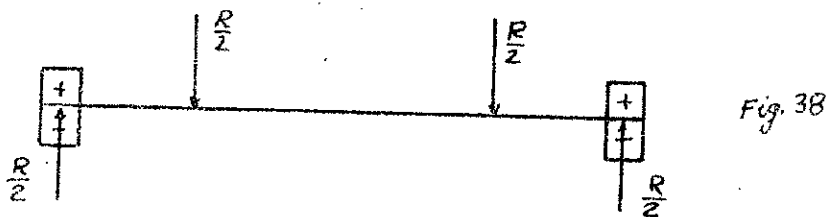
$$C = P \sqrt[3]{\frac{14 \cdot N}{16666}} = 675 \sqrt[3]{\frac{20000 \cdot 47.77}{16666}} = 2600 \text{ dN} \quad (74)$$

car $N = 47.77 \text{ Tr/min}$.

Alors, un roulement à rotule sur deux rangées de billes avec manchon conique de serrage type 2512 de capacité dynamique $c = 2670 \text{ dN}$ convient parfaitement pour les deux paliers de l'arbre de commande.

Pour ce type de roulement adoptons un couvercle boîtier SNR type S 512 à roulement 32512 (selon 141/ page 102)

2. Paliers de l'arbre de renvoi.



$R = 1528 \text{ kg}$.

la charge radiale sur chaque palier est $F_r = \frac{1528}{2} = 764 \text{ kg}$

$F_r = 750 \text{ dN}$.

adoptons pour cela un palier SNR type S610 avec un roulement à rotule sur deux rangées de billes avec manchon conique de serrage type S1610 pour un diamètre d'alésage de 45 mm.

la capacité dynamique d'un roulement 1610 est $c = 3250 \text{ dN}$.

$$P = x v F_r + v F_a$$

posons $F_a = 0$; $x = 1$ et $v = 1$, on aura :

$$P = F_r = 764 \text{ kg} = 750 \text{ dN}$$

La charge dynamique de base devient alors pour $H = 20\ 000 \text{ H}$:

$$C = 750 \sqrt[3]{\frac{20\ 000 \cdot 49,68}{16\ 666}} = 2930 \text{ daN} , \text{ comparée à celle d'un roulement } 1610 \text{ (} 3250 \text{ dN) , elle assure le bon fonctionnement.}$$

III.15 CHOIX ET VERIFICATION DES ACCOUPLEMENTS :

Les différents éléments du mécanisme, moteur, tambour, réducteur et moteur seront montés sur des plaques soudées et rabotées afin d'assurer l'alignement des différents axes.

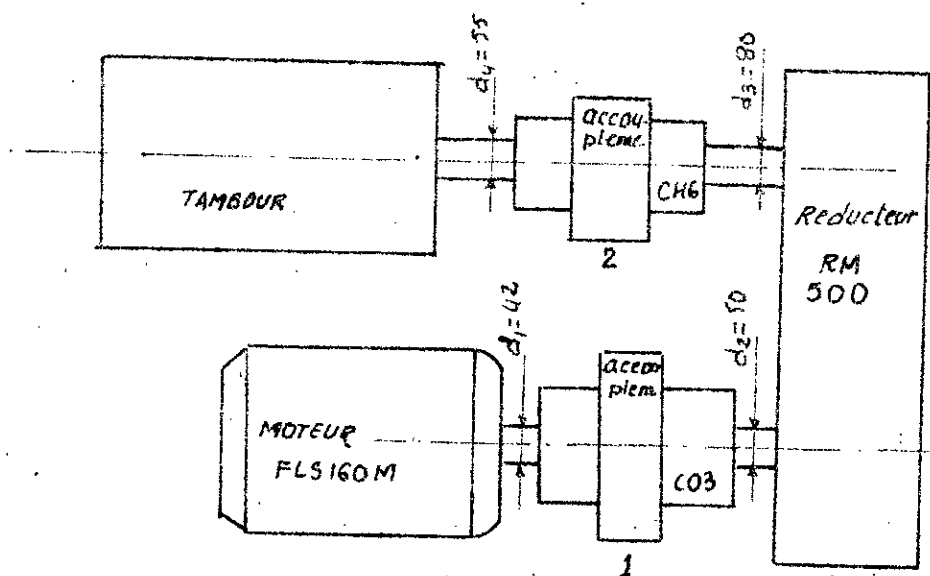


Fig. 39

L'accouplement élastique donne une mobilité volumétrique limitée pour corriger des défauts de montage (décalages, axiaux, radiaux ou angulaires), ils permettent l'amortissement des moments de rotation dus aux chocs de décalages.

Le choix d'un tel accouplement dépend de plusieurs facteurs :

- la nature de la machine motrice (f_1)
- la nature de la machine réceptrice (f_2)

- le degré de mobilité désiré.

Pratiquement il faut multiplier la puissance nominale P par le coefficient de sécurité $K = f_1 + f_2$.

1 - Accouplement Moteur - réducteur :

Selon [12], on trouve :

$f_1 = 0,25$ pour un moteur électrique.

$f_2 = 1,4$ inertie forte sans choc fort.

alors $K = 0,25 + 1,4 = 1,65$.

La puissance maximum corrigée est : $P_{max} = K \cdot P = 1,65 \times 7,5 = 12,4 \text{ kW}$.

d'où on tire le couple maximum transmis à la vitesse du moteur.

$$C_{mg} = \frac{P_{max}}{\omega} = \frac{12,4 \cdot 100}{\frac{2\pi \cdot 965}{60}} = 12,3 \text{ m.dN}$$

Un accouplement CD3 convient parfaitement dans ces conditions du fait qu'il admet un moment maximal admissible de 11,2 m.dN.

2 - Accouplement Réducteur - tambour.

Pour cet accouplement on utilisera un type CH6 (FOCT) qui aura un angle de coaxialité admissible de 1 degré, néanmoins l'utilisation d'un accouplement élastique restera très difficile si on ne prend pas en considération les conditions de montage suivantes :

- Usinage des surfaces sur lesquelles reposeront le tambour de commande et le réducteur.

- décalage angulaire des deux arbres, celui du tambour et celui du réducteur doit être inférieur à 1°.

III.16. FRAINAGE OU RETENUE

Les calculs précédents ont montrés que les forces de résistance de frottement sont plus élevées que les forces d'inertie et l'effort moteur de la charge.

on a : $C_R =$ le couple résistant au niveau de l'arbre du moteur.

$I =$ Inertie totale du système au niveau de l'arbre du moteur

Si on coupe l'alimentation électrique on aura :

$$C_R = I \frac{d\omega}{dt}$$

d'où on peut tirer :

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{C_R}{I}$$

$$C_R = \frac{1}{2} F \cdot D_t \cdot \frac{1}{\eta} \cdot \frac{1}{E_R} = \frac{1}{2} \cdot 502 \cdot 0,52 \cdot \frac{1}{0,95} \cdot \frac{1}{20,49} = 6,7 \text{ kg} \cdot \text{m} = 65,7 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$I = 4,5 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

ce qui donne :

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{65,7}{4,5} = 14,6 \text{ rad/s}^2$$

c'est à dire une accélération de freinage de $14,6 \text{ rad/s}^2$ (ou $-14,6 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$)
 posons maintenant :

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\Delta\omega}{\Delta t} = \frac{\omega_f - \omega_i}{\Delta t}$$

où ω_f : la vitesse de rotation du moteur après arrêt ($\omega_f = 0$)

ω_i : la vitesse de rotation just après la coupure du courant. ($\omega_i = \omega_M = \frac{2\pi N_M}{60} = \frac{2\pi \cdot 365}{60} = 10 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$)

Δt : durée de freinage.

alors :
$$-14,6 = \frac{0 - 10}{\Delta t}$$

et
$$\Delta t = 6,9 \text{ secondes}$$

Le convoyeur s'arrêtera 6,9 secondes après la coupure du courant et déversera une quantité de 0,7 tonnes de matière.

$$\frac{Q_R \cdot \Delta t}{3600} = \frac{360 \cdot 6,9}{3600} = 0,7 \text{ tonnes}$$

Remarquons que l'utilisation d'un dispositif de freinage n'est pas nécessaire.

CONCLUSION.

Tout au long de notre travail on a essayé d'étudier avec plus de détails toutes les parties mécaniques de l'installation, mais, vu le temps alloué il ne nous a pas été possible d'aborder les autres travaux supplémentaires, la charpente métallique, l'appareillage électrique et la protection du convoyeur.

Il y'a lieu ici d'insister sur le fait que nous avons été dans l'obligation de nous référer à des revues et des publications datant des années 50, à cause du manque de documentation auquel nous avons été heurté dès le début de notre travail. Le type de courroie (700 à 5 plus) par exemple est relevé d'une revue de 54 sans savoir a priori s'il existe encore, vu les progrès réalisés ces dernières années en matière de maintenance.

BORDEREAU DE DESSIN				E.N.P.A.		
UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE D'ALGER		CONVOYEUR À BANDE		Département de GENIE MECHANIQUE		
N°	N° dessin	Echelle	Désignation	Format	Nb	Observ.
1	17.00.00.00	1:10	UNITE DU CONVOYEUR	2x8	1	
2	17.01.00.00	1:2	MECANISME MOTEUR	2x5	1/2	1/2
3	17.01.00.00	1:2	MECANISME MOTEUR	2x5	1	2/2
4	17.02.00.00	1:5	MECANISME TONDEUR	2x3	1	
5	17.01.00.01	1:2	ARBRE MOTEUR	A3	1	
6	17.01.00.02	1:2	TAMBOUR DE COMMANDE	2x3	1	
7	17.00.02.01	1:2	SUPPORT ROULEAU SUPERIEUR	1x4	1	
8						

BIBLIOGRAPHIE

- 1/ P. Biaggi ; les convoyeurs à courroies caoutchoutées.
DUNOD Ed. 1958.
- 2/ Hutchinson. Revue technique, Transporteurs-élevateurs.
- 3/ B.A. Tauber. *Macchine De Ridicat Si De Transportat*
In Industria Forestiera. Editora tecnica.
- 4/ Douaisis. Tous les composants mécaniques pour les
convoyeurs à bande et charges isolées
lourdes ; Revue technique.
- 5/ L. Geminar ; F. Gros ; La Faige. Construction Mécanique ;
Eléments de Projet. I, II.
- 6/ В.А. ДОБРОВОЛВСКИЙ.
Eléments de machine.
- 7/ Cours CM.3 (M^{rs} GANTCHEV) 1980/1981 ENP. d'ALGER.
- 8/ Cours CM.4 (M^{rs} IVAN et PIERROZAK)
- 9/ Catalogue LEROY-SOMER. Moteurs Asynchrones.
Les moteurs Fonte CORROBLOC
- 10/ Technologie des métaux. P. POLOUKHINE. Moscou 67.
- 11/ Notice technique 462, SNR.

