

33/83

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE D'ALGER

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

THÈSE DE FIN D'ÉTUDES

Ingéniorat d'Etat en Génie Mécanique



**MACHINE DE MISE AU STOCK 1400 T/h
CONVOYEUR FLECHE RABATTABLE**

Proposé par : S.N. METAL

Etudié par : MAZOUZI Abdelkrim

Dirigé par : Mr. G. SPIRIDONOV

maître assistant à l'E.N.P.A

Mr. AZZI

Janvier 1983

-o=  EDICACES =o-

Je dedie ce présent travail

- A mes très chers parents
- A mes frères et soeurs
- A toute ma famille
- A tous mes amis

-o=  EMERCIEMENTS =o-

Je tiens tout particulièrement à remercier :

- M^R G. Spiridonov, qui a bien voulu nous diriger dans la présente étude, pour ses encouragements et ses conseils combien précieux.
- M^R AZZI et l'équipe du département mécanique de la division Engineering S.N.Métal qui ont bien voulu nous confier cette étude en lui assurant un suivi continu et une attention particulière.
- A tous les professeurs du département mécanique, à ceux qui m'ont enseigné depuis mon plus jeune âge.
- Mes remerciements vont également à toutes les personnes ayant apporté leur aimable collaboration par leur effort ou par leurs conseils avisés pour l'élaboration de ce projet, en particulier mon frère M. Mohamed.

SOMMAIRE

INTRODUCTION

Présentation du sujet

I. Généralités

2. Principe de fonctionnement de la machine
3. Principe de fonctionnement d'un transporteur à bande
4. Les bandes transporteuses caoutchoutées
5. Rouleaux et supports rouleaux
6. Vitesse des bandes
7. Groupe de commande
8. Mécanisme de tension
9. Point de changement

II. BANDES TRANSPORTEUSES

1. Productivité (débit) d'une bande : D
2. Détermination de la section transversale
3. Vitesse de déplacement de la bande
4. Débit sur la flèche
5. Détermination de la largeur de bande
6. Diamètres des tambours
7. Choix des rouleaux
8. Espacement des rouleaux

III. CALCUL DE LA PUISSANCE D'ENTRAÎNEMENT ET DES EFFORTS DE TENSION

1. Grandeurs rentrants dans les calculs
2. Principe de calcul
 - 2.1. Résistances aux mouvements du transporteur
 - 2.2. Effort tangentiel : F_u

IV. DÉTERMINATION DE LA PUISSANCE D'ENTRAÎNEMENT ET DES EFFORTS DE TENSION DU CONVOYEUR FLECHE

1. Effort tangentiel utile en régime nominal : F_u
2. Puissance utile sur l'axe du tambour moteur
3. Couple utile sur l'axe du tambour
4. Effort tangentiel au démarrage à pleine charge
5. Evaluation des tensions dans la bande
 - 5.1. Position (1) et (2) en régime nominal
 - 5.2. Position (1) et (2) au démarrage
 - 5.3. Position (3)
 - 5.3.1. Position (3) en régime nominal
 - 5.4. Tableau récapitulatif
 - 5.5. Détermination de l'effort minimum de tension
6. Analyse de vérification des résultats
 - 6.1. Analyse
 - 6.2. Tendeur et tension sur le tambour de jetée
 - 6.3. Vérification de la bande à la tension maximale

V. CALCUL DU MECANISME DE COMMANDE

1. Puissance utile sur l'arbre du moteur
2. Choix du moteur
3. Choix du réducteur
4. Choix de l'accouplement
5. Vérification du démarrage
6. Vérification au freinage
7. Frein anti-retour

VI. DETERMINATION DE LA PUISSANCE D'ENTRAINEMENT ET DES EFFORTS DE TENSION SUR LE TRANSPORTEUR AU SOL

1. Schéma du transporteur
2. Effort tangentiel utile en régime nominal
3. Puissance utile sur l'axe du tambour
4. Démarrage à pleine charge
5. Effort tangentiel au démarrage
6. Evaluation des tensions dans la bande (voir tableau)
7. Commentaire

VII. CONSTRUCTION DE L'OSSATURE DE LA FLECHE

1. Choix de l'ossature
2. Vérification de la rigidité de la flèche
 - 2.1. Détermination des réactions
 - 2.2. Expressions des réactions
 - 2.3. Tableau des valeurs
 - 2.4. Détermination de la déformée
 - 2.4.1. Expressions des déformées
 - 2.4.2. Tableau des valeurs
 - 2.4.3. Détermination de la position du support
 - 2.4.4. Détermination de la déformée totale
- VII.3. Vérification à la résistance de la flèche
 - 3.1. Moments fléchissants
 - 3.2. Effort tranchant
 - 3.3. Diagramme des moments flechissants
 - 3.4. Diagramme des efforts tranchants
 - 3.5. Effort normal
 - 3.6. Diagramme de l'effort normal
 - 3.7. Diagramme de vérification des contraintes
- VII.4. Calcul de stabilité
 - 4.1. Efforts agissants
 - 4.2. Détermination du contrepoids et son point d'application
 - 4.3. Tableau récapitulatif
 - 4.4. Remarque

VIII. MECANISME DE RELEVAGE DE LA FLECHE

1. Détermination des efforts
2. Choix et construction du palan
3. Vitesse de rotation du tambour
4. Choix du moteur
5. Choix du réducteur
6. Choix du frein
7. Choix des accouplements

IX. VERIFICATION DE L'AXE D'ARTICULATION

1. Détermination des efforts
2. Détermination des réactions
3. Moment flechissant
4. Effort tranchant
5. Diagrammes des moments flechissant et tranchant
6. Calcul de résistance

X. VERIFICATION DU SUPPORT

1. Calcul de soudure
2. Détermination du diamètre de l'axe
3. Détermination du diamètre de l'axe sur le triangle

- CONCLUSION

- BIBLIOGRAPHIE

- ANNEXES

INTRODUCTION

Le développement industriel a engendré des besoins énormes en matière première. On assiste de nos jours à une extension rapide des industries extractives et de transformation.

A l'heure actuelle les cimenteries, les aciéries, ainsi que d'autres industries utilisent de plus en plus, pour la préparation de leur matière première des systèmes basés sur l'homogénéisation par tas de mélange. Les raisons sont multiples:

- Les matières premières homogènes se font de plus en plus rares.
- La teneur en matières riches des minerais ne cesse de diminuer
- Les capacités des nouvelles cimenteries étant en augmentation constante, il n'est plus possible de trouver des gisements plus homogènes susceptibles d'assurer la longévité de ces usines compte tenu de leur taille
- On préfère parfois implanter une cimenterie, plutôt près d'un débouché important, qu'à proximité d'un gisement plus homogène

Le tas de mélange est obtenu par une machine de mise au stock, qui, en mouvement de va et vient, décharge le matériau le long du tas. Une bande transporteuse amène le matériau dans la machine dotée d'un transporteur de flèche.

Dans ce mémoire, nous envisageons l'étude d'un type de machine de mise au stock de minerai de calcaire destiné à la fabrication du ciment.

PRESENTATION DU SUJET

Dans le cadre de notre mémoire de fin d'étude, il nous a été confié l'étude d'une machine de mise au stock d'une capacité de 1400 T/h

Proposée par la S.N.métal, en vue de sa réalisation pour le compte de la S.N.M.C, cette machine rentre dans le cadre du projet de construction de la cimenterie de Ain Touta de Batna.

Elle aura pour fonctions, la mise au stock et l'homogénéisation du minerai de calcaire destiné à la fabrication du ciment.

DONNEES

- CARACTERISTIQUES TECHNIQUES

Matériau transporté.....Calcaire
Granulométrie.....0÷30 mm
Angle de talus.....35°
Densité.....1,5 T/m³
Capacité1400 T/h

- COMMANDE DE TRANSLATION

Vitesse de course.....0,3 m/s
Diamètre du galet.....600 mm
Espacement des rails.....5 m

-LEVAGE

Inclinaison de la flèche.....+18° ; -10°

- CONVOYEUR DE STOCKAGE

Largeur par angle de convoyeur.....1200 mm/30°
Vitesse de bande.....1,7 m/s
Longueur du tas..120 m
Nombre de tas.....2
Longueur du parc.....300 m
Hauteur du tas...11 m

- SITUATION

Stockage dans le hangar

I. GENERALITES

I.1. Généralités sur les transporteurs

Des centaines de millions de tonnes de minerai de tous types, sont déplacées annuellement sur des distances, allant de quelques centaines de mètres à des milliers de kilomètres.

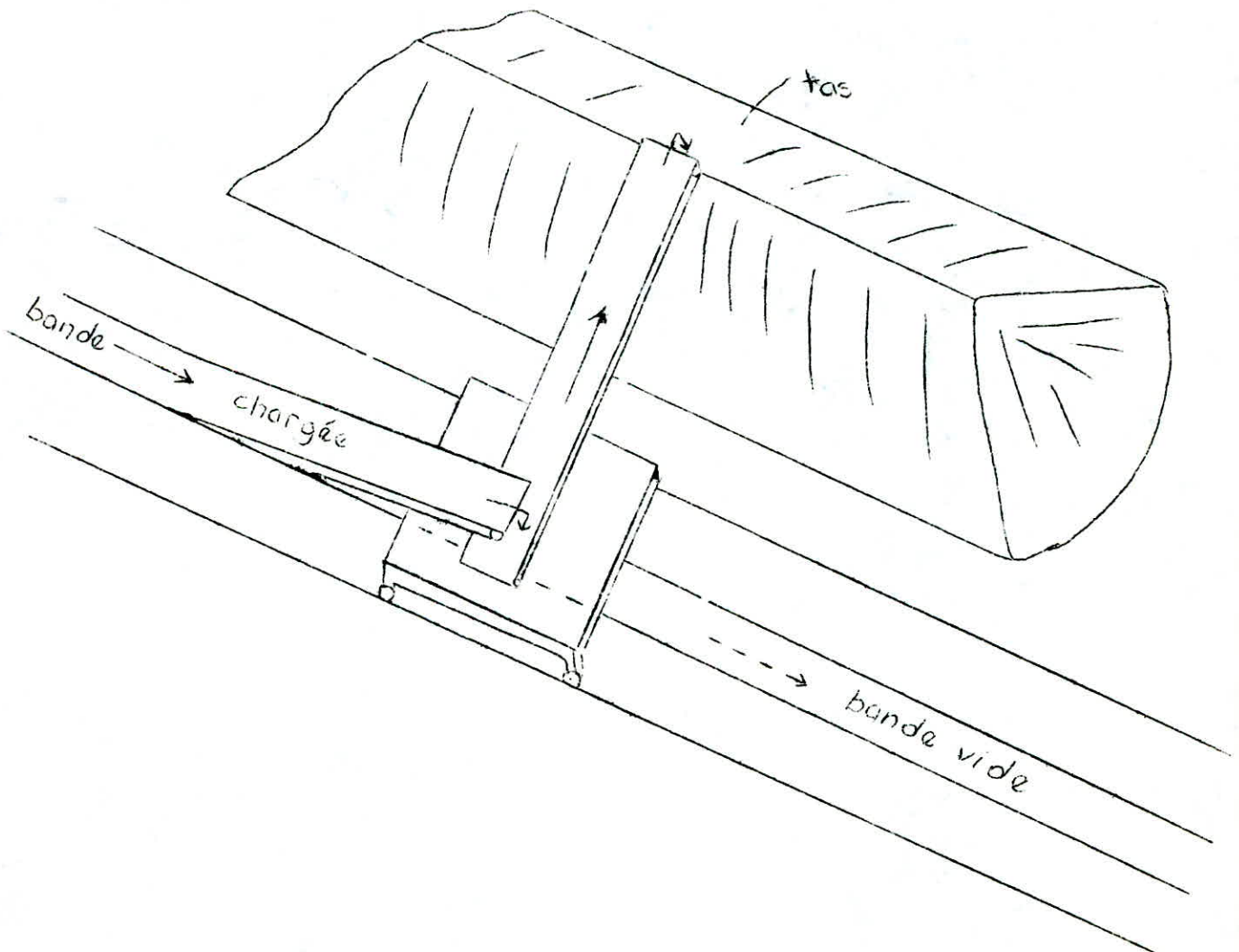
Si les transports sur les longues distances sont réalisés par des moyens divers, bateaux, péniches, chemin de fer, camions, à l'origine il y a presque toujours un transporteur à bande pour l'évacuation du produit, de la mine, à l'entrée et à l'intérieur même des complexes de transformation.

Les matières premières sont nécessairement manutentionnées de façon continue, pour répondre aux exigences des procédés employés, qui sont souvent de type continus.

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.

I.2. Principe de fonctionnement de la machine

I.2.1. Schéma de la machine.



I.2.2. Fonctionnement

L'appareil de mise au stock consiste en principe en un convoyeur de flèche articulé, porté par un chariot roulant.

Le produit est chargé sur le convoyeur de flèche depuis le convoyeur de mise au stock, au moyen d'un chariot verseur qui élève la courroie du convoyeur de mise au stock et au même temps le produit, jusqu'à une position au dessus de la station de chargement du convoyeur de flèche.

L'appareil de mise au stock est attelé en permanence au chariot verseur.

I.2.3. Classification

Ce type de machines, à régime lourd (régime de fonctionnement) est assez souvent classé d'après la forme géométrique du tas déposé

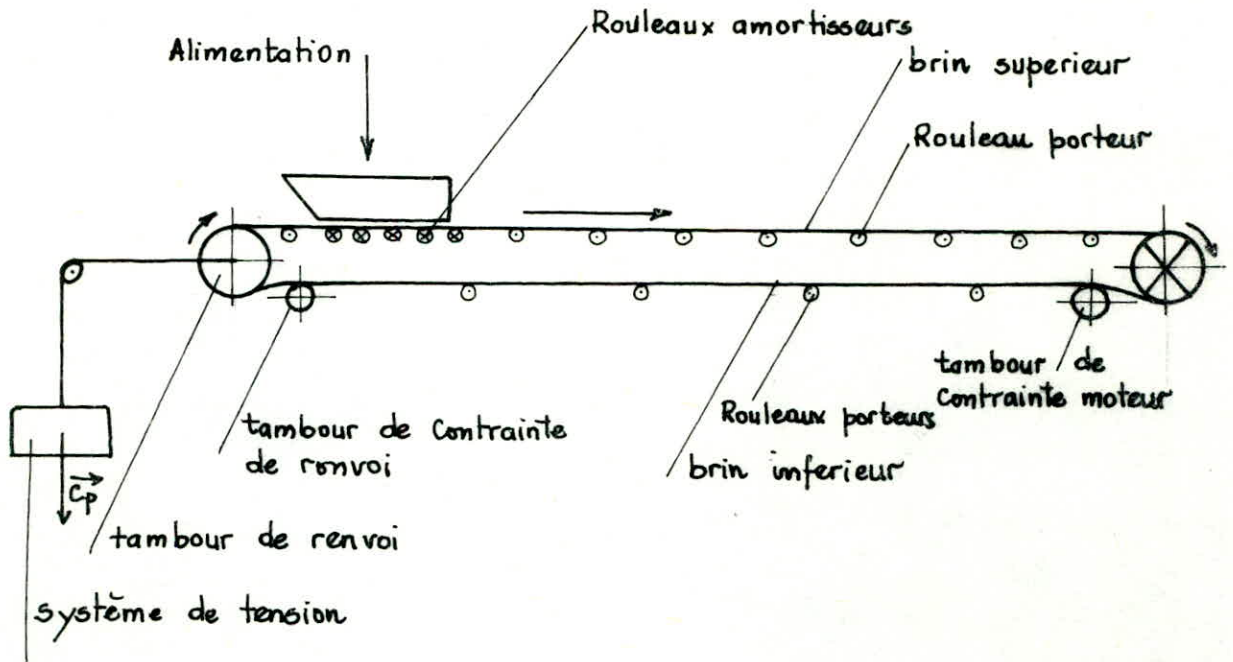
On distingue:

- machines à tas coniques
- machines à tas circulaire
- machines à tas en forme de haricot
- machines à tas prismatique

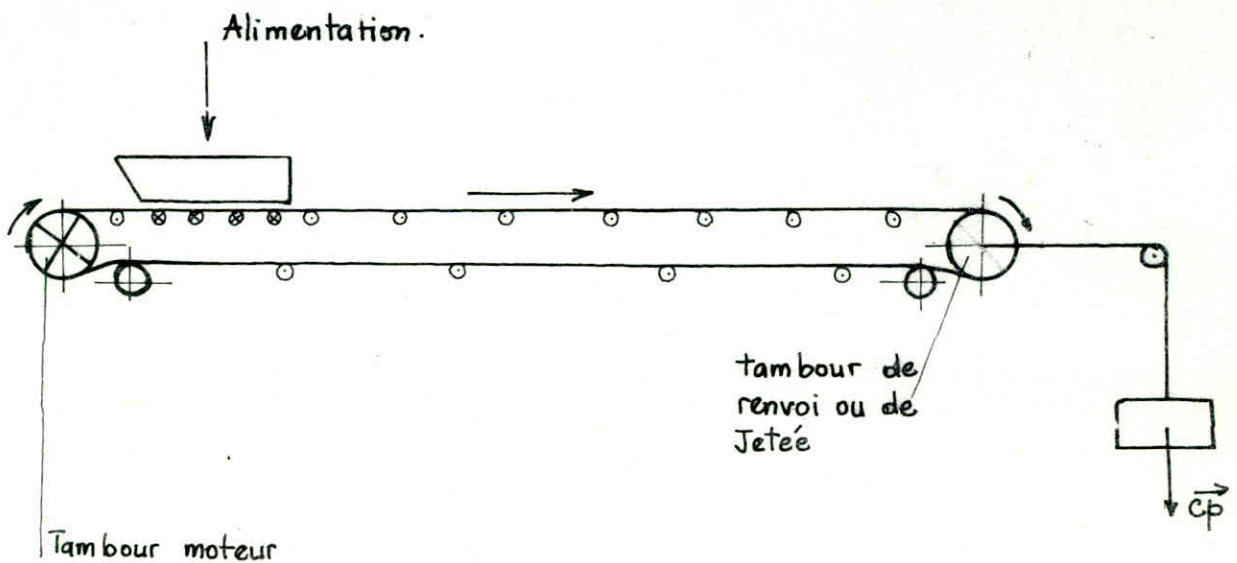
I.3. Principe de fonctionnement d'un transporteur à bande

I.3.1. Schéma.

. Commande en tête



. Commande en queue.



I.3.2. Description

Un transporteur à bande se définit par son point de départ, son trajet et son point d'arrivée. L'organe porteur est une bande sans fin, passée autour de deux tambours et se déplace le plus souvent sur des rouleaux supports; les rouleaux supports sont disposés tout le long du parcours sous les deux brins. Afin d'assurer une bonne transmission de l'effort tangentiel, une tension initiale est appliquée à la bande grâce à un mécanisme de tension.

D'autres dispositifs annexes sont utilisés pour assurer un bon fonctionnement du transporteur, centrage et nettoyage de la bande, réception du minerai.

I.4. Les bandes transporteuses caoutchoutées

Une bande transporteuse est constituée par une armature ou carcasse imprégnée dans du caoutchouc.

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

- Capaciter à supporter la matière à transporter.
- Résistance aux efforts engendrés d'une part par la matière d'autre part par son poids propre.
- Résistance aux efforts longitudinaux (efforts de tension).
- Résistance à l'action abrasive des matériaux, aux frottements, à la chaleur, aux chocs et aux pincements.

On distingue deux types de bandes: à armature textile, à carcasse métallique.

a/_Bande à carcasse métallique:

La carcasse est constituée par des câbles en acier fabriqué suivant le principe des torons, ces câbles sont alignés serrés et noyés dans un mélange de caoutchouc vulcanisé. Les bandes à carcasse métallique présentent une très grande résistance avec une grande souplesse, leur emploi est sans pareil quand il s'agit du transport d'un minerai abrasif à forte granulométrie sur de longues distances.

b/_Bandes à armature textile:

Généralement, elles sont constituées de plusieurs couches de tissu, superposées, ayant pour fonction d'absorber les efforts de traction, Le genre de tissu ainsi que la nature des textiles sont déterminantes pour les qualités de la bande.

I.4.1. Armatures

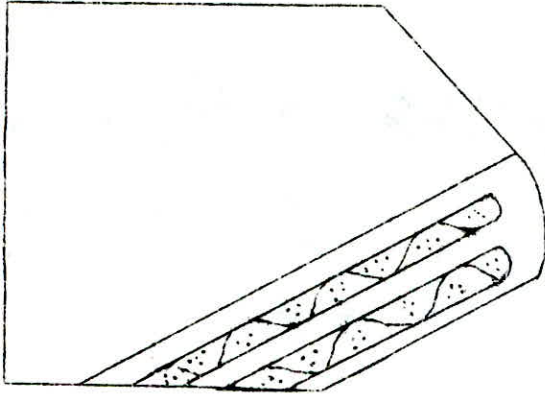
Les armatures les plus utilisés dans la construction des bandes textiles (selon /I/ § 3.10) sont:

- Tissus de coton en plusieurs plis
- Corde de coton en nappe
- Tissus synthétique en plusieurs plis
- Tissus à cordes synthétiques en plusieurs plis
- Tissus à cordes synthétiques + coton.

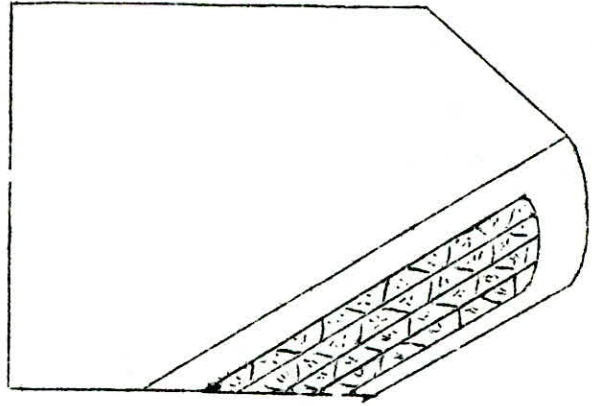
Le tissage toile est prédominant; les fils de chaîne et de trame croisent alternativement. La liaison entre les toiles est obtenue au moyen d'une couche adhérente.

La carcasse textile est ensuite enrobée d'une couche de caoutchouc destinée à protéger l'âme de la bande des détériorations mécaniques et influences extérieures.

Bande à 2 plis



Bande à plusieurs plis.



I.4.2. Recouvrements

Suivant la matière et l'inclinaison de la courroie, on distingue plusieurs types de recouvrements.

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

I.4.3. Jonctionnement

Selon (/7/), le jonctionnement ou mise en sans fin peut être réalisée:

- Par vulcanisation à chaud à l'aide de presse de chantier (8 bars sous 140 ÷ 160°C)
- Par collage à froid
- Par agraffage.

I.5. Rouleaux et supports rouleaux

Les rouleaux disponibles sur le marché sont normalisés, ils sont exécutés dans une tôle d'acier épaisse et montés sur roulements. Les rouleaux inférieurs n'ayant à supporter que le poids de la bande, sont relativement plus légers.

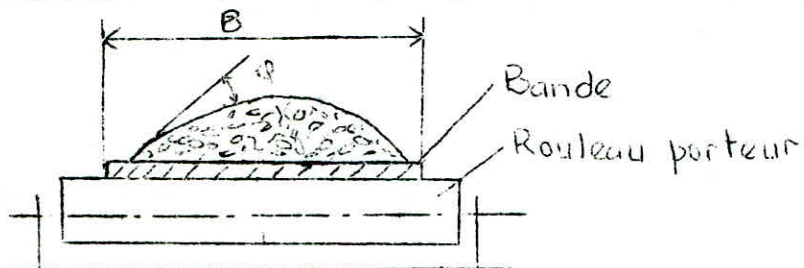
La game des rouleaux est assez large, leur longueur est fonction directe de la largeur de la bande.

Pour faciliter le montage et le démontage des rouleaux les axes comportent des méplats en bout, si bien que les rouleaux sont simplement posés dans leurs logement conçus en conséquence

Pour réduire l'influence des chocs sur la bande; on dispose toujours des rouleaux amortisseurs au point de réception de la charge. Ceci permet par ailleurs de réduire les vibrations de la structure du transporteur.

Le profil du brin porteur est donné par la disposition des rouleaux sur le transporteur

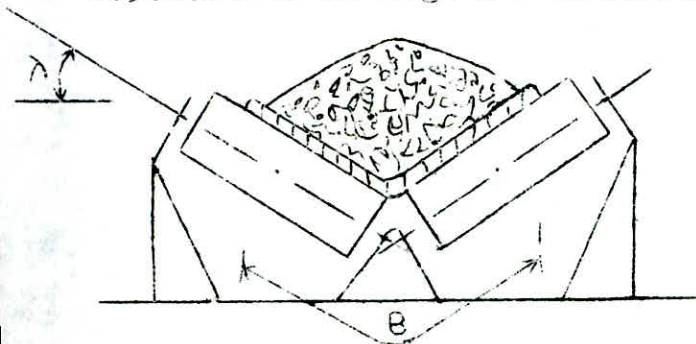
I.5.1. Brin porteur plat.



B: largeur de bande
 φ : angle de talus dynamique du matériau

Cette forme de bande est exclusivement réservée pour de petits transporteurs utilisés en manutention discontinue: Sauterelles de chargement, monte-vite,...

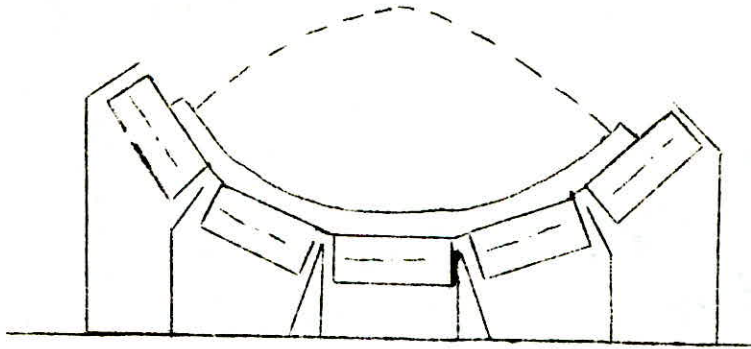
I.5.2. Forme en auge à 2 rouleaux.



B: largeur de bande
 λ : angle d'auge

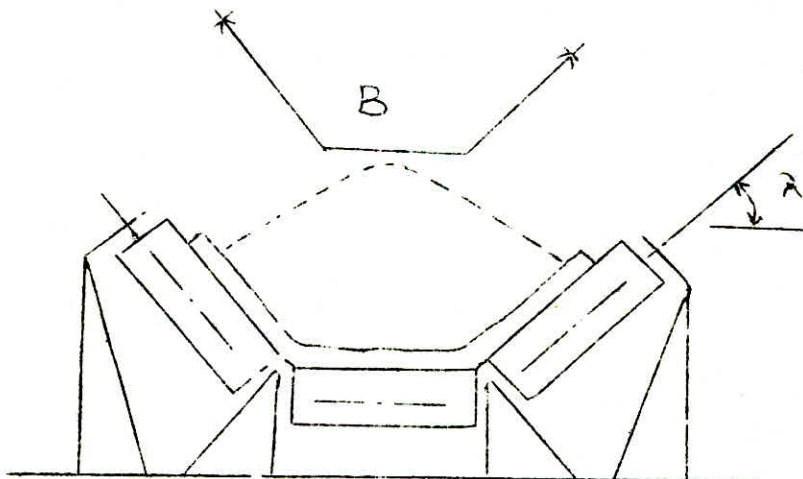
Cette forme est utilisée pour des bandes larges de 300 mm à 1200 mm, limite les débordements et assure un bon centrage, augmente légèrement la capacité de transport.

I.5.3. Forme en auge à 5 rouleaux.



Cette forme assure; une mise en auge progressive de la bande, une grande capacité de transport, un bon centrage de la matière mais la complexité des stations des rouleaux à fait augmenter son prix de revient et par conséquent elle demeure rarement utilisée

I.5.4. Forme en auge à 3 rouleaux.



Cette solution intermédiaire est le plus souvent utilisée Les rouleaux ont une bonne prise sur la bande, d'où un centrage correct. La capacité de transport est élevée, l'angle d'auge λ peut prendre des valeurs de 20° / 25° / 30° / 35° / pour les bandes textiles, ce qui permet une forme en auge profonde , Les 3 rouleaux sont identiques d'où l'interchangeabilité en cas de besoin. Dimensions voir annexe 3

I.6. Vitesse des bandes.

La vitesse de circulation de la bande doit être choisie aussi grande que possible. A débit constant on obtient alors de moindres tensions sur la bande (efforts tangentiels utiles moindres) et une charge linéaire plus faible. Dans cette optique les dimensions du transporteur peuvent être réduites et par suite son prix de revient .

Cependant une grande vitesse de bande provoque l'instabilité du matériau sur la bande et des accoups importants sur les rouleaux au passage de gros blocs .

Les limites généralement admises sont les suivantes:

- 1 ÷ 1,5 m/s matières abrasives à gros morceaux
- 1,5 ÷ 2,5 m/s matière de densité moyenne
- 2 ÷ 3,5 m/s matière légère, grains

Des tableaux donnent des vitesses maximales pour chaque type de matériau en fonction de la densité et l'abrasivité

I;7. Groupe de commande

Le GROUPE de commande pour les transporteurs peut être placé dans 3 positions : En tête, en queue ou au milieu.

Pour faire le choix optimum, il ne faut pas perdre de vue les considérations suivantes :

- le mécanisme moteur doit être placé de manière que l'effort de traction maximum sur la bande, soit le plus faible possible.
- la force de traction ne doit pas être inférieure à celle imposée par la condition de limitation de la flèche, entre deux rouleaux porteurs.

Pour les transporteurs à entraxes inférieurs à 100 m et à inclinaisons variables, on préfère la commande en queue à cause de la composante automotrice, due au poids de la matière et de la bande, qui apparaît lors du transport descendant et par conséquent atténue la résistance au déplacement.

Dans tous les autres cas, il est préférable d'utiliser une commande en tête.

I.8. MECANISME DE TENSION

Pour assurer l'entraînement sans glissement, il est toujours nécessaire d'avoir une tension initiale dans la bande, la valeur de cette tension dépend de l'effort tangentiel utile maximum.

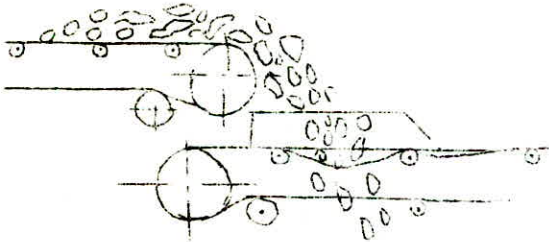
Les dispositifs les plus répandus dans le domaine de construction des transporteurs à bande sont :

- Dispositif à vis-écrou destinés pour transporteurs à entraxe inférieur à 100 m
- Dispositif à crémaillère
- Dispositif à gravité largement utilisé pour les transporteurs à grand entraxe et fort tonnage.

I.9. POINT DE CHARGEMENT

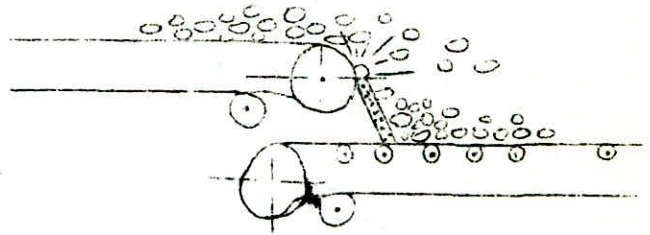
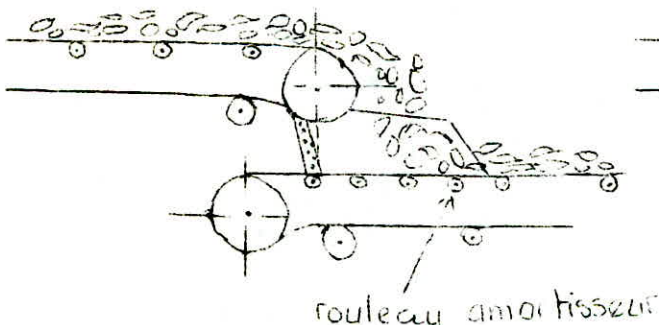
- En plus des rouleaux amortisseurs, à espacement réduit, nécessaires pour encaisser les chocs au point de chargement du minerai, il est toujours indispensable de guider et de centrer la charge sur la bande.

- * - Rouleaux trop, espacés
- Bande non suffisamment tendue



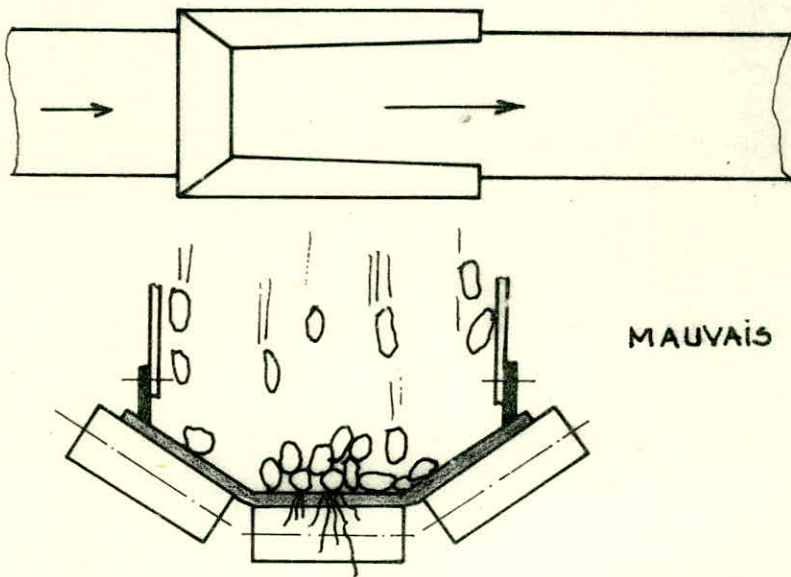
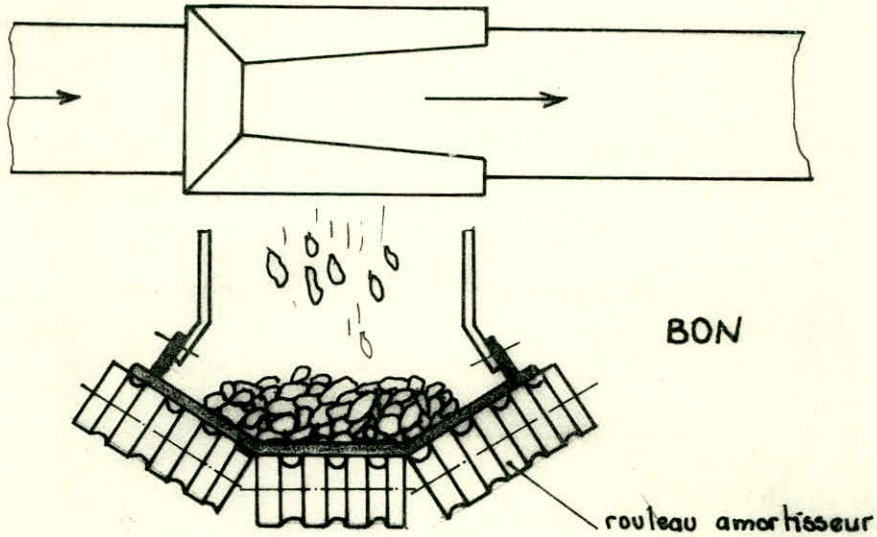
il y a flexion importante de la bande et débordement des matières sous les bavettes qui devaient assurer le centrage et le guidage des charges.

- * - Les racleurs et les tôles de protection doivent être disposés de manière à éliminer tout risque de coincement entre racleur et bande ou tôle-bande.



Mauvais !

* La traînée de chargement doit laisser le produit s'écouler librement. Des grilles métalliques réduisent les impacts se produisant sur la bande.



II. BANDES TRANSPORTÉUSES.

II.1. Productivité (débit) d'une bande : D

$$D = 3600 \cdot q_G \cdot V \text{ (Kg/h)}$$

avec q_G (Kg/m) : masse de la matière sur 1 mètre linéaire de bande

V (m/s) : vitesse de bande

Dans le cas où la matière est pulvérulente on détermine q_G comme suit :

$$q_G = S \cdot \rho \text{ (Kg/m)}$$

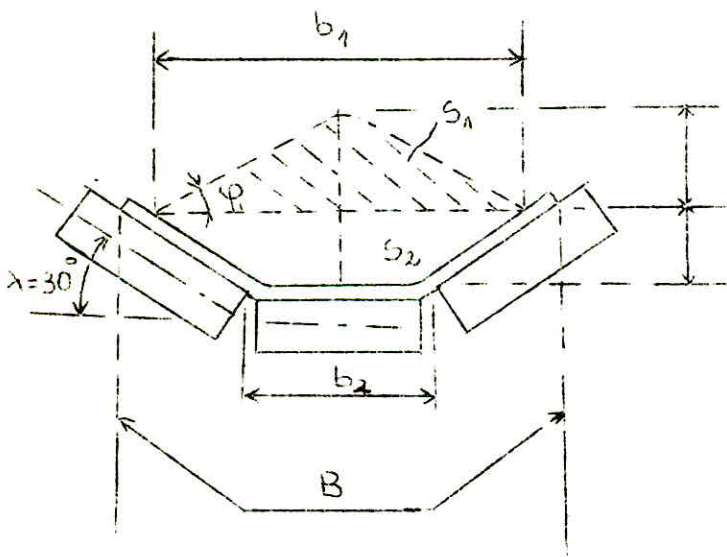
avec S : (m^2) surface de la section transversale du flot de la matière

ρ : densité moyenne de la matière = $1,5 \text{ Kg/m}^3$

- On suppose que la matière est uniformément répartie le long de la bande d'où $S = \text{cte}$
- La densité de la matière pulvérulente varie en fonction du secouement de la bande, dans les calculs on utilise des valeurs constantes déterminées expérimentalement.
- La vitesse de la bande doit être adoptée en fonction des propriétés physiques de la matière et la largeur de la bande.

II.2. Détermination de la section transversale.

Bande à 3 rouleaux d'appui " bande en auge "



$$S_1 = (b_1 \cdot h_1) \cdot \frac{C}{2} \text{ (m}^2\text{)}$$

$$S_2 = \frac{b_1 + b_2}{2} \cdot h_2 \text{ (m}^2\text{)}$$

avec : b_1 (m) largeur de la section. on adopte :

$$b_1 = 0,85 \cdot B$$

$$b_2 = 0,4 \cdot B$$

$$h_2 = (b_1 - b_2) \cdot \frac{1}{2} \cdot \text{tg} \lambda. \quad \lambda = 30^\circ$$

$$h_1 = \frac{1}{2} \cdot b_1 \cdot \text{tg} \varphi$$

$$h_1 = \frac{1}{2} \cdot 0,85 B \cdot \text{tg} \varphi$$

$$S = S_1 + S_2$$

$$\text{Donc } S_1 = \frac{b_1 \cdot h_1}{2} \cdot C \sqrt{m^2} = \frac{0,85 \cdot B}{2} \cdot \frac{0,85 \cdot B}{2} * \text{tg} \varphi \cdot C = 0,18 \cdot B^2 \cdot C \cdot \text{tg} \varphi$$

$$S_2 = \frac{b_1 + b_2}{2} \cdot \frac{b_1 - b_2}{2} \cdot \text{tg} \lambda = \frac{b_1^2 - b_2^2}{2} \cdot \text{tg} \lambda = \frac{0,85^2 - 0,4^2}{2} \cdot B^2 \cdot \text{tg} \lambda$$

d'où $S = B^2 (0,18 \cdot \text{tg} \varphi \cdot C + 0,14 \cdot \text{tg} \lambda)$ (m²)

avec $\varphi = a \cdot \varphi_1$

φ_1 : angle de talus dynamique, déterminé par expérience dépend de la forme géométrique et la grandeur des grains, il est compris entre (40) + (45°)

Dans notre cas on adopte 40°

a : coefficient exprimant la diminution de φ en fonction de la pente de transport et le secuoement de la bande expérimentalement $a = (0,4 + 0,7)$

On adopte $a = 0,375$

Donc $\varphi = 0,375 \cdot 40 = 15^\circ$

C : coefficient exprimant la diminution de la section en fonction de la pente de transport

Pour des angles de 16° + 20° C = 0,9

D'où $S = B^2 (0,18 \cdot \text{tg} 15^\circ \cdot 0,9 + 0,14 \cdot \text{tg} 30^\circ) = 0,1242368 \cdot B^2$

$$S = 0,1242368 \cdot B^2$$

II.3. Vitesse de déplacement de la bande

Les vitesses recomandés par la pratique sont données en fonction de la largeur de bande et des caractéristiques de la matière

Pour le calcaire ($\varphi = 1,5 \text{ T/m}^3$). La vitesse maximale de transport recomandée est de 3,8 m/s

La S.N.Métal recommande:

- Vitesse de la bande de flèche = 2 m/s
- Vitesse de bande du transporteur au sol = 1,7 m/s
- Vitesse du chariot verseur 0,3 m/s

D'où résulte une différence de débit sur la flêche du fait que, le chariot versseur se déplace une fois dans le sens du déplacement de la matière et l'autre fios dans le sens opposé.

II.4. Débits sur la flèche.

Quand le chariot se déplace dans le sens du transport de la matière le débit est maximum

$$D_{\max} = \frac{D.(V_{tr} + V_c)}{V_{tr}} = \frac{1400.(1,7 + 0,3)}{1,7} = 1647 \text{ T/h}$$

On prendra $D_{\max} = 1650 \text{ T/h}$

Quand le chariot se déplace dans le sens inverse du transport de la matière

$$D_{\min} = (1400) \frac{1,7 - 0,3}{1,7} = 1153 \text{ T/h} \qquad D_{\min} = 1153 \text{ T/h}$$

II.5. Détermination de la largeur de bande

II.5.1. Transporteur

$$D = 3600.S.f.V = 3600.0,1242.B^2.f.V = 1400 \text{ T/h} = 1400000 \text{ Kg/h}$$

$$B = \left[\frac{1400000}{3600.0,1242.1500.1,7} \right]^{\frac{1}{2}} = 1,1079 \text{ m}$$

II.5.2. Flèche

$$D_{\max} = 3600.f.S.V = 1650000 \text{ Kg/h}$$

$$B = \left[\frac{1650000}{3600.0,1242.1500.2} \right]^{\frac{1}{2}} = 1,1089 \text{ m}$$

Nous adoptons pour le transporteur et pour la flèche une largeur de bande normalisée de 1200 mm .Type P.E.A. 63.500 Cette largeur est recommandée aussi par la S.N.Métal à fin de pouvoir utiliser les mêmes équipements que l'installation qui précède celle-ci

Nous vérifierons par la suite la résistance de la bande aux tensions .la tension d'utilisation de cette bande est donnée par le catalogue KLEBER COLOMBES $T_s = 63 \text{ daN/cm}$

II.C. Diamètres des tambours.

Les diamètres des tambours recommandés par Kleber Colombes et correspondants à ce type de bandes sont donnés en annexe 4 On retient pour notre cas:

	transporteur				flèche	
Tambour	Moteur et j	Tension	Renvoi	Inflexion contreinte	Moteur	Renvoi
∅ ext	650	100	530	400	630 mm	500
∅ axe	100	65 mm	80 mm	65 mm	100	80
Revet Type	Anti dérapant	Anti colmat	Anti colmat	Anti colmat	Anti dérapant	Anti colmat
Epaisseur de revet	10 mm	15	15	15	10	15
Masse	450 Kg	350	420	350	400 Kg	350 Kg

N.B.: Les caracteristiques dimensionnelles des différents tambours doivent être vérifiés . Les revetements anticolmatant et antidérapant sont tous deux de type KLEAG.Kleber Colombes

II.7.Choix des rouleaux.

Le choix des rouleaux est fait à la base du tableau annexe
Pour une bande 1200 mm , 3 diamètres sont recommandés:

108 mm ; 133 mm ; 159 mm .

On adopte un diamètre de 133mm

Masse en rotation de la station supérieure: 26,7 Kg

Masse en rotation de la station inférieure: 20,7 Kg

II.8.Espacement des rouleaux.

Selon la nature de la bande l'annexe 3 donne une recommandtion pour chaque brin

-Brin supérieur 1m

-Brin inférieur 3m

Ces valeurs peuvent être augmentées ou diminuées de manière à voir une déformation de bande tolérée, entre deux stations

III. CALCUL DE LA PUISSANCE D'ENTRAÎNEMENT ET DES EFFORTS DE TENSION

III.I. Grandeurs rentrants dans les calculs.

<u>DESIGNATION</u>	<u>SYMB</u>	<u>TRANSP</u>	<u>FLECHE</u>
Débit massique	D . . .	1400T/H	1650 T/h
Débit volumique	D _v . . .	934 m ³ /h	1100m ³ /h
Longueur de transport horizontal.	l . . .	266 m	21,5 m
Longueur du transporteur au sol	L . . .	300 m	
Hauteur d'élévation de la charge	H . . .	6,5 m	6,8m à 18°
.	3,8m à -10°
Vitesse de bande	v . . .	1,7 m/s	2 m/s
Largeur de bande	B . . .	1,2 m	1,2 m
Masse linéaire de la bande	q _B . . .	16,32Kg:m	16,32Kg/m
Épaisseur de la bande.	e . . .	12 mm	12 mm
Angle d'AUGE.	λ . . .	30°	30°
Angle de dénivellation.	ξ . . .	15°	18° et -10°
Charge utile par mètre	q _G . . .	229 Kg/m	229 Kg/m
Masse en rot. des Roul. sup.	q _{R_o} . . .	26,7 Kg/m	26,7 Kg/m
Masse en rot. des roul. inf	q _{R_u} . . .	6,9 Kg/m	6,9 Kg/m
Diamètre des rouleaux	d . . .	133 MM	133 mm
Diamètre du tambour moteur	D _m . . .	630 mm	630 mm
. jetée	D _j ; . . .	630 mm	500 mm
. renvoi	D _r . . .	500 mm	
. inflexion.	D _i . . .	400 mm	
. tension	D _t . . .	400 mm	
. Contrainte	D _c . . .	400 mm	315 mm

III.2. PRINCIPE LE CALCUL

Lors de l'étude des transporteurs à bande, il y'a lieu de calculer d'abord l'effort tangentiel nécessaire au tambour d'entraînement et les efforts de tension dans la bande qui en résultent, ces valeurs étant déterminantes pour le choix de la commande et la confection de la bande.

La puissance d'entraînement nécessaire résulte de l'effort tangentiel au tambour d'entraînement et de la vitesse de la bande.

Il est à remarquer que les influences sur l'effort tangentiel au tambour d'entraînement sont multiples et diverses. La norme internationale I.S.O 5048. 1979. (F), permet une étude simple des transporteurs, et atteint dans la majeure partie des cas un degré de précision suffisant.

III.2.1. RESISTANCES AUX MOUVEMENTS DU TRANSPORTEUR A BANDE.

L'ensemble des résistances aux mouvements d'un transporteur à bande est constitué par diverses résistances qui peuvent être divisées en cinq groupes :

a- Résistances principales F_H .

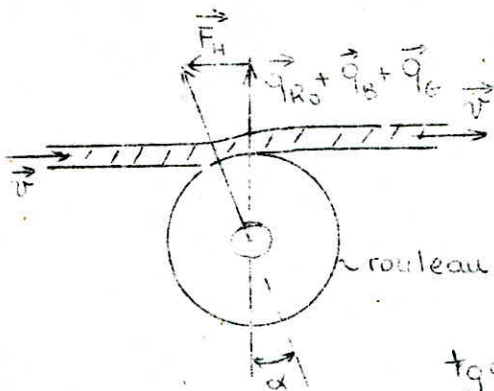
- * résistance de rotation des rouleaux porteurs du brin chargé et du brin de retour, due au frottements des roulements et des jointes des rouleaux.
- * résistance à la progression de la bande, due à l'enfoncement dans la bande, des rouleaux porteurs, des flexions alternées de la bande et du matériau.

$$F_H = g \cdot f \cdot L \cdot \underbrace{(q_{R_o} + q_G + q_B)}_{\text{brin porteur}} + \underbrace{f \cdot L \cdot (q_B + q_{Ru}) \cdot g}_{\text{brin de retour}}$$

Sur un tronçon incliné, seule une composante du poids de la bande et de la charge, agit radialement sur les rouleaux.

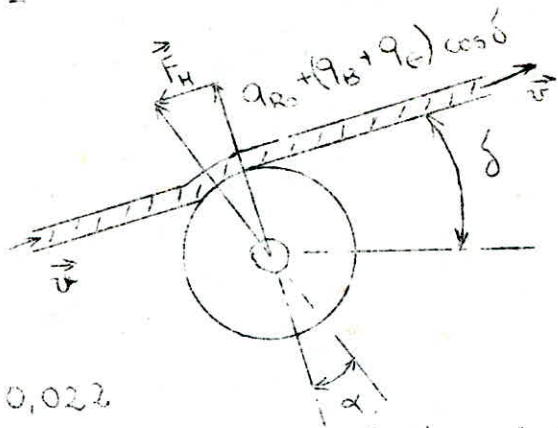
$$F_H = g \cdot f \cdot L \cdot \underbrace{(q_{R_o} + (q_G + q_B) \cos \delta)}_{\text{brin porteur}} + \underbrace{f \cdot L \cdot (q_B \cos \delta + q_{Ru}) \cdot g}_{\text{brin de retour}}$$

f : étant le coefficient de frottements, il englobe toute résistance à la progression de la bande, il est déterminé expérimentalement et admet pour valeur moyenne, pour ce type de transporteur selon I.S.O
 $f = 0,022$.



Position horizontale

$$\tan \alpha = f = 0,022$$



Position inclinée

b- résistances secondaires F_N . $F_N = F_b + F_f + F_l + F_t$.

* F_b : résistance d'inertie et de frottement au point de chargement dans la zone d'accélération entre matériau manutentionné et bande.

$$F_b = D_v \cdot f (V - V_0) \cdot [N] \cdot V_0$$

V_0 : composante de la vitesse d'alimentation du matériau dans le sens du transport.

* F_f : résistance de frottement entre matériau transporté et guidages dans la zone d'accélération.

$$F_f = \frac{\mu_2 D_v^2 \cdot f \cdot g \cdot l_b}{(V + V_0)^2} \cdot [N]$$

$\mu_2 = 0,6$: coef de frottement entre matériau et guidage.

$l_b = \frac{V^2 - V_0^2}{2 \mu_1 g}$. $\mu_1 = 0,6$: coef de frottements entre matériau et courroie.

l_b : longueur d'accélération

b_I : distance entre bavettes.

* F_l : résistance d'enroulement de la courroie lors de son passage sur les tambours.

$$F_l = 9 \cdot B \left(140 + 0,01 \frac{T}{B} \right) \frac{e}{D} \cdot [N]$$

T : tension moyenne de la bande.

e : épaisseur de la bande.

D : diamètre du tambour.

* F_t : résistance des paliers du tambour.

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{d_0}{D} \cdot T \cdot [N]$$

d_0 : diamètre de l'arbre au roulement.

c- F_{st} : résistances dues à l'inclinaison.

résistance due à la dénivellation du matériau lors de son transport sur des parcours inclinés.

$$F_{st} = q_G \cdot H \cdot g \cdot \left[N \right]$$

H : hauteur d'élévation du matériau, elle est positive lorsque les installations sont ascendantes et négative pour les descendantes.

d- F_S : résistance spéciale.

elle englobe deux types de résistances, principale F_{SI} et secondaire F_{S2} ;

$$F_S = F_{SI} + F_{S2} = F_e + F_g + F_r$$

* F_e : résistance due aux pincements des rouleaux.

$$F_e = C_e \cdot \mu_o \cdot L_e (q_B + q_G) g \cdot \cos(\beta) \cdot \sin(e) \cdot \left[N \right]$$

C_e : facteur d'auge vaut 0,4 pour auge de 30°.

μ_o : coef de frottements entre rouleaux porteurs et bande. $\mu_o = 0,35$.

$e = 2^\circ$ angle de pincement des rouleaux latéraux.

* F_g : résistance de frottement entre les bavettes.

$$F_g = \frac{\mu_2 \cdot D_v^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l}{v^2 \cdot b_I^2} \left[N \right]; \quad l : \text{longueur de guidage bavette.}$$

$$l = 1,5 \text{ m}$$

μ_2 = coefficient de frottement entre matériau et guidage = 0,5.

* F_r : résistance de frottement due aux nettoyeurs de bande.

$$F_r = \frac{B}{g \cos \alpha} \cdot \frac{S}{\sin \beta} \cdot P \cdot \mu_4$$

μ_4 : coef de frottement de la bande raclette $\approx 0,8$

S : épaisseur de la raclette . S = 0,025 m.

α : angle formé par la raclette et un plan perpendiculaire à l'axe et longitudinal de la bande

β : angle d'attaque au plan de la bande.

P : pression d'application de la raclette.

$$P = (10^4 \text{ N/m}^2 + \bar{P} \cdot 10^4 \text{ N/m}^2).$$

Il est évident qu'à ce stade un calcul de ces résistances est impossible, vu le nombre d'inconnues dans les formules précédentes; (nous citons : la tension moyenne dans la bande T,..) pour cela, un calcul préliminaire simple est envisagé.

Pour les transporteurs à courroie, les résistances secondaires et spéciales, sont nettement inférieures aux résistances principales de l'installation et peuvent donc être déterminées forfaitement, de façon simplifiée, sans risque de grande erreur; Si l'on introduit à cet effet un coefficient comme facteur de résistances principales, dépendant uniquement de la longueur du transporteur.

$$C = \frac{F_H + F_N + F_S}{F_H}$$

il décroît avec la longueur de l'installation car la majorité des résistances spéciales et secondaires sont locales et indépendantes de la longueur du transporteur, contrairement à F_H qui y est directement proportionnelle.

Sur le graphe annexe(6) on lit des valeurs de C déterminées expérimentalement sur un grand nombre d'installations déjà existantes, elles sont utilisées en marche, en charge ou à vide.

III.2.2. EFFORT TANGENTIEL. F_u .

L'effort tangentiel doit vaincre toutes les résistances dans le transporteur.

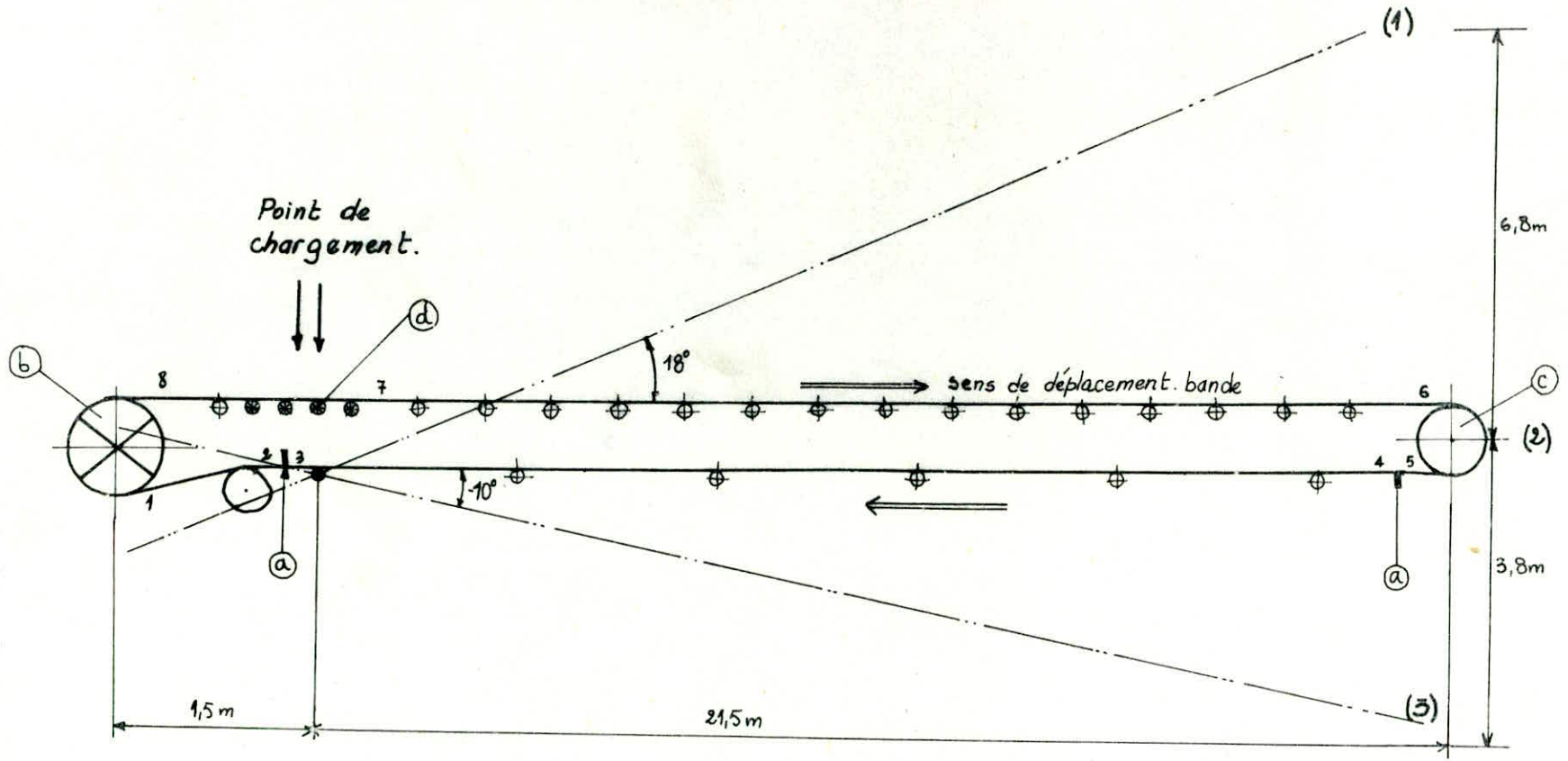
$$F_u = F_H + F_{N_{ou}} + F_S + F_{st} \sqrt{N}$$

$$F_u = C \cdot F_H + F_{st} \sqrt{N}$$

N.B cette note constitue une règle générale pour l'évaluation des différentes résistances, dans la suite du calcul, il ne sera rappelé que les formules et les valeurs numériques de chaque élément.

IV DETERMINATION DE LA PUISSANCE D'ENTRAÎNEMENT ET DES EFFORTS DE

TENSION DU CONVOYEUR FLECHE



- (a) : nettoyeur de bande.
- (b) : Tambour moteur.
- (c) : Tambour de jetée.
- (d) : Rouleau amortisseur.
- (e) : Tambour de contrainte.

(1), (2), (3) Positions correspondantes respectivement aux inclinaisons $+18^\circ$, 0° , -10° .

IV.I. Effort tangentiel utile en régime nominal. F_u .

$$F_u = F_H + F_N + F_S + F_{St} = C \cdot F_H + F_{St}$$

. D'après le tableau et le graphe (I.S.O 5048) annexe...

$C = 3,4$ pour une longueur de transport $L = 23$ m.

. F_H : dans le cas général :

$$F_H = f \cdot L \cdot g(q_{R_o} + (q_B + q_G) \cos \delta) + F \cdot L \cdot g(q_{Ru} + q_B \cos \delta)$$

$$F_H = f \cdot L \cdot g(q_{R_o} + q_{Ru} + (2q_B + q_G) \cos \delta)$$

. $F_{St} = q_G \cdot H \cdot g$ H : dénivellation en [m].

L'effort tangentiel F_u est :

- Position horizontale : (2)

$$F_u = C \cdot f \cdot L \cdot g(q_{R_o} + q_{Ru} + (2q_B + q_G) \cos \delta) + q_G \cdot H \cdot g$$

$$H = 0, \quad \delta = 0.$$

$$F_u = 3,4 \cdot 0,022 \cdot 23 \cdot 9,81(26,7 + 6,9 + (2 \cdot 16,32 + 229) \cos 0^\circ) + 0 = 4982 \text{ N}$$

$$(2) F_u = 4982 \text{ N.}$$

- Position inclinée à 18° : (I).

$$H = L \cdot \sin(18^\circ) = 22 \cdot \sin(18^\circ) = 6,8 \text{ m.}$$

$$F_u = 3,4 \cdot 0,022 \cdot 23 \cdot 9,81(26,7 + 6,9 + (2 \cdot 16,32 + 229) \cos(18^\circ)) + 229 \cdot 6,8 \cdot 9,81$$

$$(I) F_u = 20042 \text{ N.}$$

- Position inclinée à -10° : (3).

$$H = L \cdot \sin(-10^\circ) = 22 \cdot \sin(-10^\circ) = -3,8 \text{ m.}$$

$$F_u = 3,4 \cdot 0,022 \cdot 23 \cdot 9,81(26,7 + 6,9 + (2 \cdot 16,32 + 229) \cos(10^\circ)) -$$

$$229 \cdot 3,8 \cdot 9,81 = -3621 \text{ N.}$$

$$(3) F_u = -3621 \text{ N.}$$

IV.I.I. Effort initial dans la bande . F_2 .

On applique la formule de Rankine :

$$F_2 = F_u \cdot \frac{I}{e^{\mu \alpha} - I}$$

μ : coefficient de frottement entre le tambour et la courroie = 0,35.

$$F_2 = 0,383 F_u$$

α : angle d'enroulement de la bande = 210°

- (1) $F_2 = 7676 \text{ N.}$
- (2) $F_2 = 1908 \text{ N.}$
- (3) $F_2 = -1387 \text{ N.}$

IV.I.2. Effort maximal au niveau du tambour moteur : F_I .

$$F_I = F_u + F_2$$

- (1) $F_I = 27718 \text{ N.}$
- (2) $F_I = 6990 \text{ N.}$
- (3) $F_I = -5008 \text{ N.}$

IV.2. Puissance utile sur l'axe du tambour moteur : P_u .

$$P = F \cdot V \cdot 10^{-3} \text{ [Kw]} \quad V : \text{vitesse de bande} = 2 \text{ m/s.}$$

La puissance maximale correspond à la plus grande valeur de l'effort tangentiel F_u , donc celle qui correspond à la position (I) (inclinaison 18°).

(I) $F_u = 20042 \text{ N.}$

$$P_u = 20042 \cdot 2 \cdot 10^{-3} = 40,08 \text{ Kw.}$$

$$P_u = 40,08 \text{ Kw}$$

iv.3. Couple utile sur l'axe du tambour : C_u .

$$w = \frac{V}{R_m}$$

w : vitesse de rotation du tambour.
 R_m : rayon moyen d'entraînement de la bande par le tambour.

$$R_m = \frac{1}{2}(D + e) + e'$$

D : diamètre du tambour mot = 630 mm.

e : épaisseur de bande = 12 mm.

e' : épaisseur de revêtement = 10 mm.

$$w = \frac{2}{0,331} = 6 \text{ rd/s.}$$

$$R_m = \frac{1}{2}(630+12)+10 = 331 \text{ mm} = 0,331 \text{ m.}$$

$$w = 6 \text{ rd/s.}$$

Le couple utile :

$$C_u = \frac{P_u}{w} = \frac{40,08 \cdot 10^3}{6} = 6680 \text{ N.m}$$

$$C_u = 6680 \text{ N.m}$$

IV.4. Effort tangentiel au démarrage à pleine charge.

En plus des résistances de l'élévation de la charge qui caractérisent le régime nominal, au démarrage la commande doit vaincre la bande et encaisser les résistances d'inertie des différentes organes en mouvement.

Les temps de démarrage du transporteur sont compris entre 5 et 15 s.

Pour notre cas, petit transporteur, on adopte $t_d = 5 \text{ s.}$

IV.4.1. Inertie des éléments rapportés sur l'axe du tambour moteur.

. Inertie de la matière transportée. I_G .

$$I_G = q_G \cdot L \cdot R_m^2 \quad \begin{array}{l} R_m = 0,331 \text{ m.} \\ q_G = 229 \text{ Kg/m} \\ L = 23 \text{ m.} \end{array}$$

$$I_G = 229 \cdot 23 \cdot (0,331)^2 = 577 \text{ Kg.m}^2$$

. Inertie de la bande I_B .

$$I_B = q_B \cdot L_B \cdot R_m^2 \quad L_B : \text{longueur de bande. } L_B = (2 \cdot 23) + 2 = 48 \text{ m}$$
$$I_B = 16,32 \cdot 48 \cdot (0,331)^2 = 85,8 \text{ Kg.m}^2$$

. Inertie de rouleaux superieurs. I_{R_o} .

Le nombre de rouleaux superieurs est augmenté de deux rouleaux amortisseurs.

$$I_{R_o} = q_{R_o} (L+2) \cdot R_m^2 = 26,7 \cdot 25 (0,331)^2 = 73,1 \text{ Kg.m}^2$$

. Inertie des rouleaux inferieurs. I_{R_u} .

$$I_{R_u} = q_{R_u} \cdot L \cdot R_m^2 = 6,9 \cdot 23 \cdot (0,331)^2 = 17,4 \text{ Kg.m}^2$$

. Inertie des tambours (moteur, jetée, contrainte) : I_T .

- masse du tambour moteur = 450 Kg.

- masse du tambour de jetée = 350 Kg.

- masse du tambour de contrainte = 300 Kg.

$$I_T = (450 + 350 + 300) \cdot (0,331)^2 = 120,5 \text{ Kg.m}^2$$

. Inertie de tous les éléments : I .

$$I = 577 + 85,8 + 73,1 + 17,4 + 120,5 = 873,8 \text{ Kg.m}^2$$

IV.4.2. Couple de démarrage sur le tambour : C_d .

Il est égal au couple utile en régime nominal augmenté du couple d'inertie au démarrage.

$$C_d = C_u + C_i = C_u + I \frac{dw}{dt}$$

en supposant une accélération constante, on écrit : $C_d = C_u + I \frac{w}{t_d}$

$$w = 6 \text{ rd/s} \quad t_d = 5 \text{ s.}$$

$$C_d = 6680 + 873,8 \frac{6}{5} = 7728 \text{ N.m}$$

$$C_d = 7728 \text{ N.m}$$

IV.4.3. Accélération moyenne au démarrage :

$$a = \frac{V}{t_d} = \frac{2}{5} = 0,4 \text{ m/s}^2 \quad a = 0,4 \text{ m/s}^2$$

cette accélération est admise, on note que (I.S.O 5048) recommande des valeurs entre 0,1 et 0,8 m/s²

IV.4.4. Effort tangentiel moyen au démarrage.

$$F_{ud} = \frac{C_d}{R_m} = \frac{7728}{0,331} = 23347 \text{ N.} \quad F_{ud} = 23347 \text{ N.}$$

IV.4.5. Valeur de la tension initiale à mesurer dans la bande au démarrage.

$$F_{2d} = F_{ud} \frac{1}{e^{\mu_2 - 1}} = 0,383 \cdot 23347 \text{ N.} \quad F_{2d} = 8982 \text{ N.}$$

IV.4.6. Tension maximale dans la bande au niveau du tambour moteur

$$F_{Id} = F_{ud} + F_{2d} = 23347 + 8942 = 32289 \text{ N.} \quad F_{Id} = 32289 \text{ N.}$$

IV.5. Evaluation des tensions dans la bande

IV.5.I. Position horizontale (2) et inclinée à 18° (1).

- Tension en sortie du tambour moteur.

pour éviter tout risque de patinage on prendra pour valeur de la tension initiale la plus grande des F_2 , soit :

$$T_8 = F_{2d} = 8942 \text{ N.} \quad (1), (2), T_8 = 8942 \text{ N.}$$

- Tension en sortie de la zone de chargement.

$$T_7 = T_8 + F_b + F_f + F_H + F_g + F_e + F_{St};$$

• F_e : résistance aux pincements $\neq 0$

$$F_b = \frac{D(V-V_0)}{3,6} = \frac{1650(2-0)}{3,6} = 926 \text{ N.}$$

$$F_f = \frac{\mu_2 \cdot D_V^2 \cdot \rho \cdot I_b \cdot g}{\left(\frac{V+V_0}{2}\right)^2 \cdot b_I} \quad \mu_2 = 0,5 \text{ coef. de frott. matériau-guidage.}$$

$$D_V = 1100 \text{ m}^3/\text{h} = 0,305 \text{ m}^3/\text{s.}$$

$$= 1500 \text{ Kg/m}^3.$$

$b_I = 1 \text{ m.}$ distance entre bavettes.

$\mu_I = 0,7$ coef. de frott. bande-matériau

$V_0 =$ vitesse initiale = 0.

$$I_b = \frac{V^2 - V_0^2}{2 \cdot \mu_1 \cdot g} = \frac{2^2}{2 \cdot 0,7 \cdot 9,81} = 0,29 \text{ m.}$$

$$F_f = \frac{0,5 \cdot (0,305)^2 \cdot 1500 \cdot 0,29}{1300 \cdot \left(\frac{2-0}{2}\right)^2 \cdot 1} = 199,1 \text{ N.}$$

. résistance de frottements sur les bavettes de guidage.

$$F_g = \frac{\mu_3 \cdot D_v^2 \cdot L \cdot g}{V^2 \cdot b_I^2} \quad \begin{array}{l} L = 1,5 \text{ m.} \\ b_I = 1 \text{ m.} \\ \mu_3 = 0,5. \end{array}$$

$$F_g = \frac{0,5 \cdot (305)^2 \cdot 1500 \cdot 1,5 \cdot 9,81}{2^2 \cdot 1^2} = 256,6 \text{ N.}$$

. résistance de frottement des rouleaux porteurs.

l'espacement des rouleaux amortisseurs est de 0,5 m sur une longueur de 2 m.

$$F_H = f \cdot g \sqrt{q_{Rc}} (2 \cdot 2 + 1) + 3(q_B + q_G) \cos(\delta) \quad]$$

$$(2) F_H = 0,022 \cdot 9,81 \sqrt{26,7(5)} + 3(16,32 + 229) \cos(0^\circ) = 109,5 \text{ N.}$$

$$(1) F_H = 0,022 \cdot 9,81 \sqrt{26,7(5)} + 3(16,32 + 229) \cos(18^\circ) = 100 \text{ N.}$$

$$. F_{St} = H \cdot g \cdot (q_B + q_G)$$

$$(1) F_{St} = 6,8 \cdot 9,81(16,32 + 229) = 2231 \text{ N.}$$

$$(2) F_{St} = 0 \text{ car } H = 0$$

$$(2) T_7 = 8942 + 926 + 199,1 + 256,6 + 188,5 + 0 = 10301 \text{ N.}$$

$$(1) T_7 = 8942 + 926 + 199,1 + 256,6 + 179 + 2231 = 12532 \text{ N.}$$

$$(1) T_7 = 12532 \text{ N.}$$

$$(2) T_7 = 10301 \text{ N.}$$

$$(2) T_7 = 8942 + 926 + 199,1 + 256,6 + 188,5 + 0 = 10301 \text{ N.}$$

$$(1) T_7 = 8942 + 926 + 199,1 + 256,6 + 179 + 2231 = 12532 \text{ N.}$$

$$(1) T_7 = 12532 \text{ N.}$$

$$(2) T_7 = 10301 \text{ N.}$$

- Tension à l'entrée du tambour de jetée.

$$T_6 = T_7 + F_e + F_H + F_{st}.$$

$$F_e = C \cdot \mu_o \cdot L_{76} \cdot g \cdot (q_B + q_G) \cdot \cos(\xi) \cdot \cos(e).$$

$$C_e = 0,4, \mu_o = 0,35, e = 2^\circ, (1) \xi = 18^\circ, (2) \xi = 0^\circ, L_{76} = 20\text{m}$$

$$(1) F_e = 0,4 \cdot 0,35 \cdot 20 \cdot 9,81(16,32 + 229) \cos(18^\circ) \cdot \sin(2^\circ) = 223\text{N}$$

$$(2) F_e = 0,4 \cdot 0,35 \cdot 20 \cdot 9,81(16,32 + 229) \cos(0^\circ) \cdot \sin(2^\circ) = 234,4\text{N}$$

$$F_H = f \cdot L_{76} \cdot g (q_{R_o} + (q_B + q_G) \cos(\delta)).$$

$$(1) F_H = 1122 \text{ N.}$$

$$(2) F_H = 1174 \text{ N.}$$

$$F_{st} = L_{76} \cdot \sin(\delta) \cdot g \cdot (q_B + q_G).$$

$$(1) F_{st} = 17873 \text{ N.}$$

$$(2) F_{st} = 0 \text{ N.}$$

$$(1) T_6 = 28762 \text{ N.}$$

$$(2) T_6 = 11710 \text{ N.}$$

- Tension à la sortie du tambour de jetée.

$$T_5 = T_6 + F_l + F_t$$

$$T_5 = T_6 + 9 \cdot B \cdot \sqrt{140} + 0,01 \cdot \frac{T_6}{B} + 0,05 \cdot \frac{d}{D} \cdot T_6$$

$$T_5 = T_6 + 9 \cdot 1,2 \sqrt{140} + 0,01 \cdot \frac{T_6}{1,2} \cdot \frac{12}{500} + 0,05 \cdot \frac{80}{500} \cdot T_6.$$

$$(1) T_5 = 29090 \text{ N.}$$

$$(2) T_5 = 11865 \text{ N.}$$

- Tension à la sortie du premier nettoyeur de bande.

$$T_4 = T_5 + F_r.$$

$$F_r = \frac{B}{\cos(\alpha)} \cdot \frac{S}{\sin(\beta)} \cdot P \cdot \mu_4.$$

$$F_r = 481 \text{ N.}$$

$$S = 0,025 \text{ m.}$$

$$\alpha = 90^\circ$$

$$\beta = 0^\circ$$

$$P = 2 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2.$$

$$\mu_4 = 0,8.$$

$$(1) T_4 = 29571 \text{ N.}$$

$$(2) T_4 = 12346 \text{ N.}$$

- Tension à l'entrée du deuxième nettoyeur.

$$T_3 = T_4 + F_H + F_{st}$$

$$\bullet F_H = f \cdot g \cdot L_{43} (q_{Ru} + q_B) \quad L_{43} = 22 \text{ m.}$$

$$F_H = 0,022 \cdot 9,81 \cdot 22 \cdot (6,9 + 16,32) = 106,4 \text{ N.}$$

$$\bullet F_{st} = q_B \cdot H \cdot g$$

$$(1) F_{st} = q_B \cdot L_{43} \cdot \sin(-18^\circ) \cdot g = 16,32 \cdot 22 \sin(-18^\circ) \cdot 9,81 = -1088 \text{ N}$$

$$(2) F_{st} = 0$$

$$(1) T_3 = 29069 \text{ N.}$$

$$(2) T_3 = 12455 \text{ N.}$$

- Tension à la sortie du 2^e nettoyeur.

$$T_2 = T_3 + F_r$$

Nous prenons le même nettoyeur.

$$F_r = 481 \text{ N.}$$

$$(1) T_2 = 29550 \text{ N.}$$

$$(2) T_2 = 12936 \text{ N.}$$

- Tension maximale au niveau du tambour moteur.

$$T_{max} = T_I = T_2 + F_l + F_t$$

$$T_{max} = T_2 + 9 \cdot 1,2 \sqrt{140} + 0,01 \cdot \frac{T_2}{1,2} \cdot \frac{12}{300} + 0,05 \cdot \frac{65}{300} \cdot T_2$$

$$(1) T_I = 29748 \text{ N.}$$

$$(2) T_I = 12965 \text{ N.}$$

IV.5.2. Evaluation des tensions de bande au démarrage à pleine charge, position (1) et (2).

En plus des résistances passives qui caractérisent le régime nominal, la bande encaisse les résistances d'inertie des différentes parties mobiles.

- . temps de démarrage à pleine charge $t_d = 5$ s.
- . accélération moyenne $a = 0,4$ m/s².

- Tension en sortie du tambour moteur.

On la suppose constante et égale à F_{2d} bien qu'elle fluctue en raison de l'inclinaison de la flèche.

$$T'_8 = F_{2d} = 8942 \text{ N.} \quad (1), (2), T'_8 = 8942 \text{ N.}$$

- Tension en sortie de la zone de chargement.

$$T'_7 = T'_8 + F_g + F_f + F_H + F_i ; F_g = 256,6 \text{ N} ; F_f = 199,1 \text{ N.}$$

$$F_H = f \cdot g \cdot \sqrt{q_{R_0}} (2 \cdot 2 + 1) + (q_B + q_G) \cdot 3 \cos(\delta) \quad \text{J.}$$

$$F_i = a \cdot \sqrt{q_{R_0}} (2 \cdot 2 + 1) + (q_B + q_G) \cdot 3 \cos(\delta) \quad \text{J.}$$

$$T'_7 = (f \cdot g + a) \cdot \sqrt{5q_{R_0}} + 3(q_B + q_G) \cdot \cos(\delta) \quad \text{J.} + F_g + F_f.$$

$$T'_7 = 8942 + (0,022 \cdot 9,81 + 0,4) \cdot \sqrt{5 \cdot 26,7 + (16,32 + 229) \cdot \cos(\delta)} \quad \text{J.} + 256,6 + 199,1$$

$$(1) T'_7 = 11952 \text{ N.}$$

$$(2) T'_7 = 9722 \text{ N.}$$

- Tension à la sortie du tambour de jetée.

$$T'_6 = T'_7 + F_e + L_{76} (f \cdot g + a) \cdot \sqrt{q_{R_0}} + (q_B + q_G) \cdot \cos(\delta) \quad \text{J.}$$

$$(1) F_e = 223 \text{ N.} \quad L_{76} = 20 \text{ m.}$$

$$(2) F_e = 234,4 \text{ N.}$$

$$T'_6 = T'_7 + F_e + 20(0,022 \cdot 9,81 + 0,4) \cdot \sqrt{26,7 + (16,32 + 229) \cos(\delta)} \quad \text{J.}$$

$$(1) T'_6 = 30263 \text{ N.}$$

$$(2) T'_6 = 13306 \text{ N.}$$

- Tension à l'entrée du tambour de jetée.

$$T'_5 = T'_6 + F_l + F_t + F_j = T'_6 + 9 \cdot B(140 + 0,01 \frac{T'_6}{B}) \cdot \frac{e}{D_j} +$$

$$0,05 \frac{d}{D_j} \cdot T'_6 + F_j \quad F_j : \text{résistance d'inertie du tambour de jetée.}$$

$$F_j = 350 \times 0,4 = 140 \text{ N.}$$

$$T'_5 = T'_6 + 9 \cdot 1,2 \cdot (140 + 0,01 \frac{T'_6}{1,2}) \cdot \frac{12}{500} + 0,05 \cdot \frac{30}{500} \cdot T'_6 + 140$$

$$(1) T'_5 = 30767 \text{ N.}$$

$$(2) T'_5 = 13651 \text{ N.}$$

- Tension à la sortie du premier nettoyeur.

$$T'_4 = T'_5 + F_r \quad F_r = 481 \text{ N.} \quad (1) T'_4 = 31248 \text{ N.}$$

$$(2) T'_4 = 14132 \text{ N.}$$

- Tension à l'entrée du deuxième nettoyeur

$$T'_3 = T'_4 + L_{43} \cdot g \cdot (q_{Ru} + q_B \cdot \cos(\delta)) \cdot (f \cdot g + a) + F_{St} ; L_{43} = 22 \text{ m.}$$

$$F_{St} = q_B \cdot L_{43} \cdot \sin(\delta) \cdot g$$

$$T'_3 = T'_4 + 22 \cdot 9,81(6,9 + 16,32 \cdot \cos(\delta)) \cdot (0,022 \cdot 9,81 + 0,4) -$$

$$16,32 \cdot 22 \cdot 9,81 \cdot \sin(\delta)$$

$$(1) T'_3 = 30461 \text{ N.}$$

$$(2) T'_3 = 14447 \text{ N.}$$

- Tension à la sortie du deuxième nettoyeur.

$$T'_2 = T'_3 + F_r ; F_r = 481 \text{ N.} \quad (1) T'_2 = 30942 \text{ N.}$$

$$(2) T'_2 = 14928 \text{ N.}$$

- Tension maximale au niveau du tambour moteur.

$$T'_{\max} = T'_1 = T'_2 + 9 \cdot B \cdot (140 + 0,01 \cdot \frac{T'_2}{B}) \cdot \frac{e}{D_c} + 0,05 \cdot \frac{d}{D_c} \cdot T'_2 + F_c$$

• F_c : résistance d'inertie du tambour de contreinte.

$$F_c = 300 \times 0,4 = 120 \text{ N.}$$

$$T'_{\max} = T'_2 + 9 \cdot 1,2(140 + 0,01 \cdot \frac{T'_2}{1,2}) \cdot \frac{12}{315} + 0,05 \cdot \frac{65}{315} \cdot T'_2 + 120$$

$$(1) T'_{\max} = 31340 \text{ N.}$$

$$(2) T'_{\max} = 15144 \text{ N.}$$

- La valeur de l'effort tangentiel au démarrage devient :

$$F_{ud} = T'_{\max} - F_{2d} = T'_{\max} - T'_8 \quad (1) F_{ud} = 22398 \text{ N.}$$

$$(2) F_{ud} = 6202 \text{ N.}$$

IV.5.3. Position inclinée à (-10°) ; (3)

Contrairement aux positions (1) et (2), la composante du poids de la matière et de la bande en position (3), fait intervenir les tensions, le brin mou devient celui retour et le plus tendu, est le brin porteur. Pour éviter tout risque de patinage en régime nominal ainsi qu'au démarrage, on doit assurer au brin de retour une tension initiale suffisante, à partir de cette hypothèse, l'évaluation des tensions dans la bande pour

la position (3) est faite de la même manière que (1) et (2), mais en parcourant la bande dans le sens inverse du déplacement contrairement à (1) et (2).

N.B Le principe de calcul étant le même que pour (1) et (2), nous nous limitons à donner brièvement le mode et les résultats des calculs pour le régime nominal. Pour le démarrage on donne les résultats sur le tableau récapitulatif.

IV.5.3.I. Régime nominal.

- Tension en entrée du tambour moteur.

$$T_1 = F_2 = 8942 \text{ N.} \quad T_1 = 8942 \text{ N.}$$

- Tension en entrée du tambour de contrainte.

$$T_2 = T_1 - 9.B.(140 + 0,01 \cdot \frac{T_1}{B}) \cdot \frac{e}{D_c} - 0,05 \cdot \frac{d}{D_c} \cdot T_1 = 8779 \text{ N.}$$

$$T_2 = 8779 \text{ N.}$$

- Tension à l'entrée du deuxième nettoyeur; $F_r = 481 \text{ N.}$

$$T_3 = T_2 = F_r = 8298 \text{ N.} \quad T_3 = 8298 \text{ N.}$$

- Tension à la sortie du premier nettoyeur.

$$T_4 = T_3 - f.L.g.(q_{Ru} + q_B \cos(\delta)) - 3,8.q_B = 7581 \text{ N.}$$

$$T_4 = 7581 \text{ N.}$$

- Tension à la sortie du tambour de jetée; $F_r = 481 \text{ N.}$

$$T_5 = T_4 - F_r = 7100 \text{ N.} \quad T_5 = 7100 \text{ N.}$$

- Tension à l'entrée du tambour de jetée.

$$T_6 = T_5 - 9.B.(140 + 0,01 \cdot \frac{T_5}{B}) \cdot \frac{e}{D} - 0,05 \cdot \frac{d}{D} \cdot T_5 = 6970 \text{ N.}$$

$$T_6 = 6970 \text{ N.}$$

- Tension en sortie de la zone de chargement.

$$T_7 = T_6 - F_H - F_e + F_{St}$$

$$F_e = 223 \text{ N.}$$

$$F_{St} = L_{67} \cdot \sin(10^\circ) \cdot (q_B + q_G) \cdot g = 8358 \text{ N.}$$

$$F_H = f.L_{67} \cdot g \cdot (q_{R_0} + (q_B + q_G) \cdot \cos(\delta)) = 1156 \text{ N.}$$

$$T_7 = 6970 - 1156 - 223 + 8358 = 13942 \text{ N.} \quad T_7 = 13942 \text{ N.}$$

- Tension maximale au niveau du tambour moteur.

$$T_{max} = T_8 = T_7 - F_b - F_f - F_g + F_{St} \quad F_b = 926 \text{ N.}$$

$$F_f = 199,1 \text{ N.}$$

$$F_{St} = 3 \cdot \sin(10^\circ) \cdot (q_B + q_G) \cdot g = 1253 \text{ N.} \quad F_g = 256,6 \text{ N.}$$

$$T_{max} = 13942 - 926 - 199,1 - 256,6 + 1253 = 13820 \text{ N.} \quad T_{max} = 13820 \text{ N.}$$

- L'effort tangentiel devient :

$$F_u = T_{max} - F_{2d} = -13820 + 8942 = -4878 \text{ N.} \quad F_u = -4878 \text{ N.}$$

IV.5.4. Tableau récapitulatif des tensions.

Tensions [N]	Position (1) . 18°		Position horizontale (2)		Position (3) - 10°	
	Régime nominal.	Démarrage	R. N.	D.	R. N.	D.
T ₈	8942	8942	8942	8942	13820	11303
T ₇	12532	11952	10301	9722	13942	11431
T ₆	28762	30263	11710	13306	6970	6610
T ₅	29090	30667	11865	13651	7100	6814
T ₄	29571	31248	12346	14132	7581	7295
T ₃	29069	30461	12455	14447	8298	8214
T ₂	29550	30942	12936	14928	8779	8695
T ₁	29748	31340	12965	15144	8942	8942
F _u	20806	22348	4023	6202	-4878	-2361
F _u : calculé par la méthode approchée	20042	23347	4982	-	-3621	-

Interpretation :

Les deux méthodes de calcul ont donné des résultats relativement les mêmes. ceci est dû au choix correct du coefficient C, malgré que sa valeur est incertaine pour des entraxes ≤ 80 m. à cause de la prédominance des résistances secondaires dans la résistance globale de telles installations.

IV.5.5. Détermination de l'effort minimum de tension.

La tension minimale T_{\min} qui s'exerce sur la bande pour limiter la flèche de la bande entre deux rouleaux porteurs est obtenue d'après les équations suivantes (I.S.O 5048).

- Pour le brin supérieur.

$$T_{\min} \leq \frac{a_o \cdot (q_B + q_G) \cdot g}{8 \cdot f_{\max}}$$

- Pour le brin inférieur.

$$T_{\min} \leq \frac{a_u \cdot q_B \cdot g}{8 \cdot f_{\max}}$$

où : a_o : est l'espacement de deux rouleaux supérieurs = 1 m.

a_u : est l'espacement de deux rouleaux inférieurs = 3 m.

f_{\max} : fraction de flèche admissible = (0,005 + 0,03)

on adopte $f_{\max} = 0,025$

- Brin supérieur

$$T_{\min} = \frac{1 \cdot (16,32 + 229) \cdot 9,81}{8 \cdot 0,025} = 12033 \text{ N.}$$

- Brin inférieur.

$$T_{\min} = \frac{3 \cdot (16,32) \cdot 9,81}{8 \cdot 0,025} = 2401 \text{ N.}$$

Il ne faut descendre au dessous de ces valeurs en aucun endroit de l'installation.

IV.6. Analyse de vérification des résultats.

IV.6.I. Analyse.

L'évaluation des tensions pour les différentes positions et points du convoyeur flèche, nous permet maintenant de mesurer la chute de tension entre la tête et le pied de celle-ci pour les deux régimes de fonctionnement (nominal et démarrage à pleine charge).

- Chute de tension sur le brin supérieur.

Régime nominal.

démarrage.

(1) $T_6 - T_8 = 19820 \text{ N.}$

(1) $T'_6 - T_8 = 21321 \text{ N.}$

(2) $T_6 - T_8 = 2768 \text{ N.}$

(2) $T'_6 - T_8 = 4364 \text{ N.}$

(3) $T_6 - T_8 = -6850 \text{ N.}$

(3) $T'_6 - T_8 = -4693 \text{ N.}$

- Chute de tension sur le brin inférieur :

Régime nominal.	Démarrage.
(1) $T_I - T_5 = 658 \text{ N.}$	(1) $T'_I - T'_5 = 673 \text{ N.}$
(2) $T_I - T_5 = 1100 \text{ N.}$	(2) $T'_I - T'_5 = 1493 \text{ N.}$
(3) $T_I - T_5 = 1842 \text{ N.}$	(3) $T'_I - T'_5 = 2125 \text{ N.}$

Si les résultats du tableau (IV.5.4) ont été obtenus à la base de la condition du non patinage (bande-tambour moteur), une autre condition doit être prise en considération, celle de l'effort minimum qui doit s'exercer sur la bande pour limiter la flèche. On peut remarquer aisément que cette condition est loin d'être vérifiée. On se propose maintenant d'assurer cet effort par le choix convenable d'un tendeur et par conséquent d'une force de tension capable de satisfaire les deux conditions à la fois pour toute position du convoyeur flèche. En s'inspirant des résultats (des chutes de tensions) ci dessus on peut déterminer facilement les tensions en tout point du convoyeur flèche.

IV.6.2. Tendeur et tension sur le tambour de jetée.

Notre choix porte sur un tendeur à vis, sur le tambour de jetée, à tension fixe et d'une valeur de 70 000 N. On vérifie que cette valeur vérifie bien les deux conditions précédentes. (résultats voir figure page suivante).

IV.6.3. Vérification de la bande à la tension maximale.

La tension admissible d'utilisation de la bande T_a est donnée par le fournisseur (Kleber. C)

pour une bande P.E.A type 500 $T_a = 63 \text{ daN/cm}$

il faut que $\frac{T_{\max}}{B} \ll 63 \text{ daN/cm}$

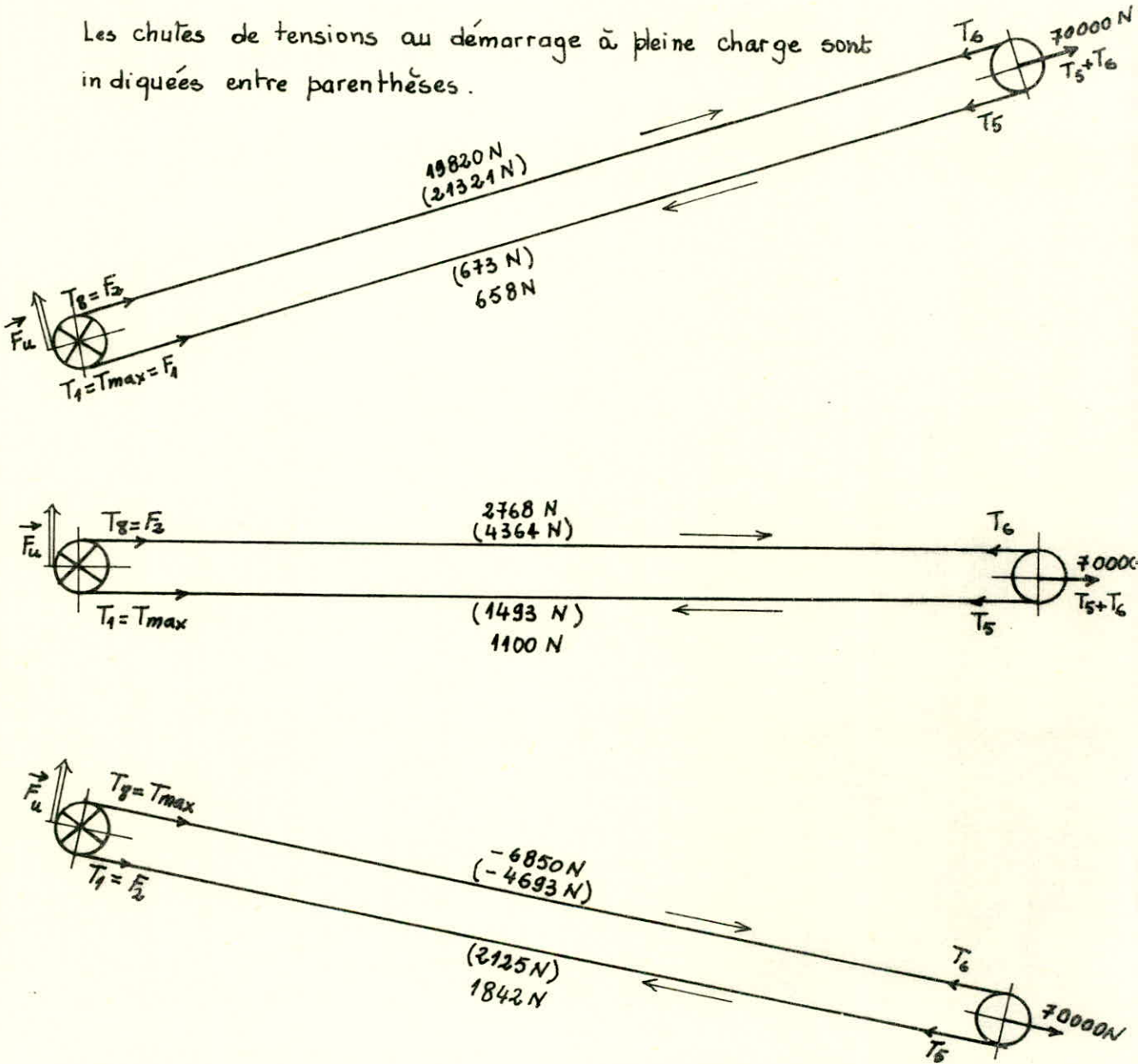
$$T_{\max} = 41795 \text{ N} = 4179,5 \text{ daN}$$

$$B = 120 \text{ cm}$$

$$\frac{T_{\max}}{B} = \frac{4179,5}{120} = 34,8 \text{ daN/cm}$$

donc la bande répond bien aux conditions d'utilisation.

Les chutes de tensions au démarrage à pleine charge sont indiquées entre parenthèses.



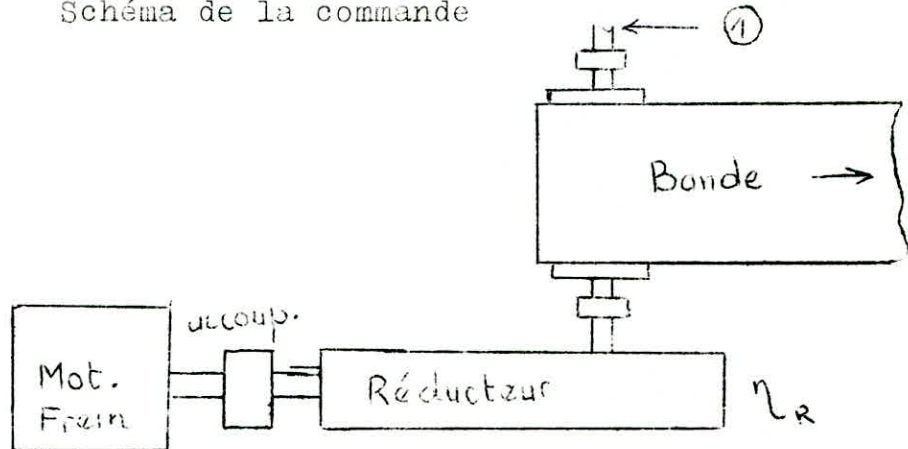
TENSIONS	Position 18° (1)		Position 0° (2)		Position -10° (3)	
	Rég. Nom.	Dém.	R.N.	D.	R.N.	D.
T_8 [N]	15016	13477	32155	30463	41795	39591
T_6 [N]	34836	34798	34923	34828	34935	34898
T_5 [N]	35164	35202	35077	35172	35065	35102
T_1 [N]	35822	35875	36177	36665	36907	37227
F_u [N]	20806	22398	4023	6202	-4878	-2361

V. CALCUL DU MECANISME DE COMMANDE.

La transmission de mouvement se fait comme suit:
moteur frein électrique → accouplement élastique → réducteur →
→ tambour → bande.

Le mécanisme de commande composé des organes sus cités, est solidaire du convoyeur flèche permettant ainsi la transmission du mouvement pour différentes positions de la flèche. Le choix d'une commande à encombrement réduit facilite sa mise en place.

Schéma de la commande



$\eta_R = 0,96$ rendement du réducteur.

V.1. Puissance utile sur l'arbre du moteur : P_{um} .

$$P_{um} = \frac{P_u}{\eta_R}$$

Nous recalculons la puissance utile sur l'arbre du tambour en prenant la plus grande valeur de l'effort tangentiel utile qui correspond à celle trouvée par évaluation de toutes les résistances en position (I).

$$F_u = 20\ 806$$

$$P'_u = F_u \cdot v \cdot 10^{-3} \text{ [Kw]}.$$

$$P'_u = 20\ 806 \cdot 2 \cdot 10^{-3} = 41,6 \text{ Kw.}$$

$$P_{um} = \frac{41,6}{0,96} = 43,3 \text{ [Kw]}.$$

$$P_{um} = 43,3 \text{ Kw.}$$

V.2. Choix du moteur.

Le choix du moteur se fait à la base :

- de la puissance statique
- de la nature de la charge

les transporteurs à bandes sont considérés comme une charge continue, régulière.

Sur le catalogue A.S.E.A. on choisit un moteur à cage, fermé triphasé, 50 Hz à frein alimenté par une source séparée de type M.B. 225 M. dont les caractéristiques sont les suivantes :

- . Puissance $P_M = 45 \text{ Kw}$.
- . vitesse de rotation $N_m = 1465 \text{ trs/min}$.
- . $\frac{C_d}{C_n} = 2,2$
- . Couple de freinage $C_f = 55 \text{ daN.m}$.
- . Masse : 387 Kg.
- . Inertie : 3,8 Kg.m².

V.3. Choix du réducteur

- vitesse de rotation du tambour.

$$N_t = \frac{V \cdot 60}{\pi \cdot D_m} = \frac{2 \cdot 60}{\pi \cdot 0,662} = 57,7 \text{ trs/min}$$

- rapport de réduction.

$$i_R = \frac{1465}{57,7} = 25,38$$

Sur le catalogue POUILLE on choisit un réducteur de fabrication S.N.Métal de rapport de réduction : 25

Il est recommandé de faire le choix du réducteur d'après le couple de sortie C_r dont la grandeur est donné par :

$$C_r = \frac{P_M \cdot \sqrt{\text{Kw}} \cdot 9950 \cdot \eta_R}{N_t} = \frac{45 \cdot 9950 \cdot 0,96}{57,7} = 7527 \text{ N.m}$$

Dans cas le réducteur qui convient est à arbre creux, planétaire à 3 étages de type 3T.R.C 750 dont les caractéristiques sont les suivantes:

- rapport de réduction : $i_R = 25$
- couple de sortie : $C_r = 10\,600 \text{ N.m}$ $i_R = 25$
- masse : 640 Kg
- rendement : 0,96
- . Correction portée sur la vitesse de bande.

$$N'_T = \frac{1465}{25} = 58,6 \text{ trs/min} \quad w' = \frac{2 \cdot \pi \cdot N_m}{60} = 6,1 \text{ rd/s}$$

$w' = 6,1 \text{ rd/s}$

$$N'_t = 58,6 \text{ trs/min}$$

$$V' = \frac{N'_t \cdot \pi \cdot D_m}{60} = \frac{58,6 \cdot \pi \cdot 0,662}{60} = 2,03 \text{ m/s} \quad V' = 2,03 \text{ m/s}$$

- Erreur sur la vitesse de bande.

$$E = \frac{2,03 - 2}{2,03} = 0,014$$

soit 1,4% ce qui représente une erreur très faible.

V.4. Coix de l'accouplement.

La liaison moteur réducteur sera assurée par un accouplement élastique, afin d'obtenir une meilleure souplesse lors de la transmission du mouvement et d'éviter tout risque de chocs lors du démarrage.

Le choix de l'accouplement est fait à la base de la puissance statique augmentée d'un coefficient de sécurité (K) dépendant de la nature de la charge entraînée et le régime de fonctionnement.

Pour un moteur électrique à charge régulière $K = 1,5$

$$P_a = 45 \cdot 1,5 = 67,5 \text{ Kw.}$$

le catalogue Brampton donne des accouplements élastiques à disque en fonction de la P_a et la vitesse de Rotation.

Pour notre cas on retiendra BRAMPTON . 647 . 27I. dont la masse est 11,5 Kg.

V.5. Vérification du moteur au démarrage à pleine charge.

Le moteur doit non seulement assurer la puissance nécessaire au fonctionnement en régime nominal, mais aussi donner un couple de démarrage suffisant pour mettre en mouvement les organes mobiles en temps désiré. Pour cela, on fait une vérification lors d'un démarrage à pleine charge en position (I), où le couple de démarrage est maximal.

- couple nominal sur l'arbre du moteur : C_n

$$C_n = \frac{P_M}{\omega_m} = \frac{P_M \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot N_m} = \frac{45000 \cdot 60}{2 \pi \cdot 1465} = 293,3 \text{ N.m}$$

- Couple de démarrage réduit sur l'arbre du moteur : C_d

$$C_d = C_n + I \cdot \frac{dw}{dt} \text{ en moyenne } C_d = C_n + I \cdot \frac{\omega}{t_d}$$

où I : inertie des éléments rapportés à l'arbre du moteur.

. moteur $I_{m/m} = 3,8 \text{ Kg.m}^2$

. réducteur : I_r estimé à 50 Kg.m^2

$$I_{r/m} = \frac{50}{i_R^2 \cdot \eta_r} = \frac{50}{(25)^2 \cdot 0,96} = 0,08 \text{ Kg.m}^2$$

. transporteur : $I_t = 873,8 \text{ Kg.m}^2$

$$I_{t/m} = \frac{873,8}{(25)^2 \cdot \eta_r} = 1,45 \text{ Kg.m}^2$$

. accouplement : négligeable.

l'inertie totale/arbre du moteur.

$$I_{T/m} = 3,8 + 0,08 + 1,45 = 5,33 \text{ Kg.m}^2$$

le couple de démarrage sera :

$$C_d = C_n + I \cdot \frac{w}{t_d} = (293,3 + (5,33)) \cdot \frac{2\pi \cdot 1465}{60 \cdot 5} = 456,8 \text{ N.m}$$

$C_d = 456,8 \text{ N.m}$

$$\frac{C_d}{C_N} = 1,56 \ll 2,2$$

donc le moteur assure le couple de démarrage nécessaire.

V.6. Vérification du freinage.

Le moteur à frein incorporé développe un couple de freinage de 55 daN.m . Nous devons nous assurer si cette valeur est suffisante pour arrêter la machine en temps voulu.

On adopte un temps de freinage $t_f = 3 \text{ s}$, la décélération reste toujours entre les limites admissibles. On fait la vérification lors de la charge, position de la flèche -10° .

$$C_f + C_r = I \frac{dw}{dt} \text{ en moyenne } C_f + C_r = I \frac{w}{t_f}$$

- couple résistant C_r sur l'arbre du moteur.

$$C_r = \frac{F_u \cdot V \cdot \eta_r}{w' \cdot i_R}$$

$$\eta_r = 0,96$$

$$I_R = 25$$

$$F_u = -4878$$

voir (IV.5.3)

$$V = 2 \text{ m/s}$$

$$w' = 6,1 \text{ rd/s.}$$

$$C_r = \frac{-4878 \cdot 2}{6,1} \cdot \frac{0,96}{25} = -61,4 \text{ N.m}$$

- Couple de freinage : C_f .

$$C_f = I \cdot \frac{w}{t_f} - C_r$$
$$I = 5,33 \text{ Kg.m}^2$$
$$t_f = 3 \text{ s.}$$
$$w = \frac{2 \cdot N_m}{60} = 153,4 \text{ rd/s.}$$

$$C_f = 5,33 \cdot \frac{153,4}{3} + 61,4 = 334 \text{ N.m} \approx 33,4 \text{ daN.m}$$

$$C_f = 334 \text{ N.m}$$

Le couple de freinage est largement assuré, on peut même régler le couple du frein à une valeur légèrement supérieure à 334 N.m

V.7. Frein anti-retour.

Pour empêcher le retour de la bande (déplacement de celle ci dans le sens contraire de l'acheminement de la matière); on peut prévoir un dispositif composé d'une roue dentée, à rotation libre dans le sens du transport et bloquante dans le sens opposé (principe du rochet-cliquet) monté sur l'arbre du tambour de l'autre côté du réducteur (fig § V, repere (I)).

On signale qu'il existe des réducteurs munis de ce dispositif et sont livrés sur commande.

VI. DETERMINATION DE LA PUISSANCE D'ENTRAÎNEMENT ET DES EFFORTS DE TENSION SUR LE TRANSPORTEUR AU SOL.

L'étude du transporteur au sol s'avère nécessaire dans la mesure où elle nous permet d'obtenir les tensions sur la bande en différents points du transporteur, ces tensions sont indispensables pour la construction du chariot verseur et le calcul du mécanisme de translation de la machine.

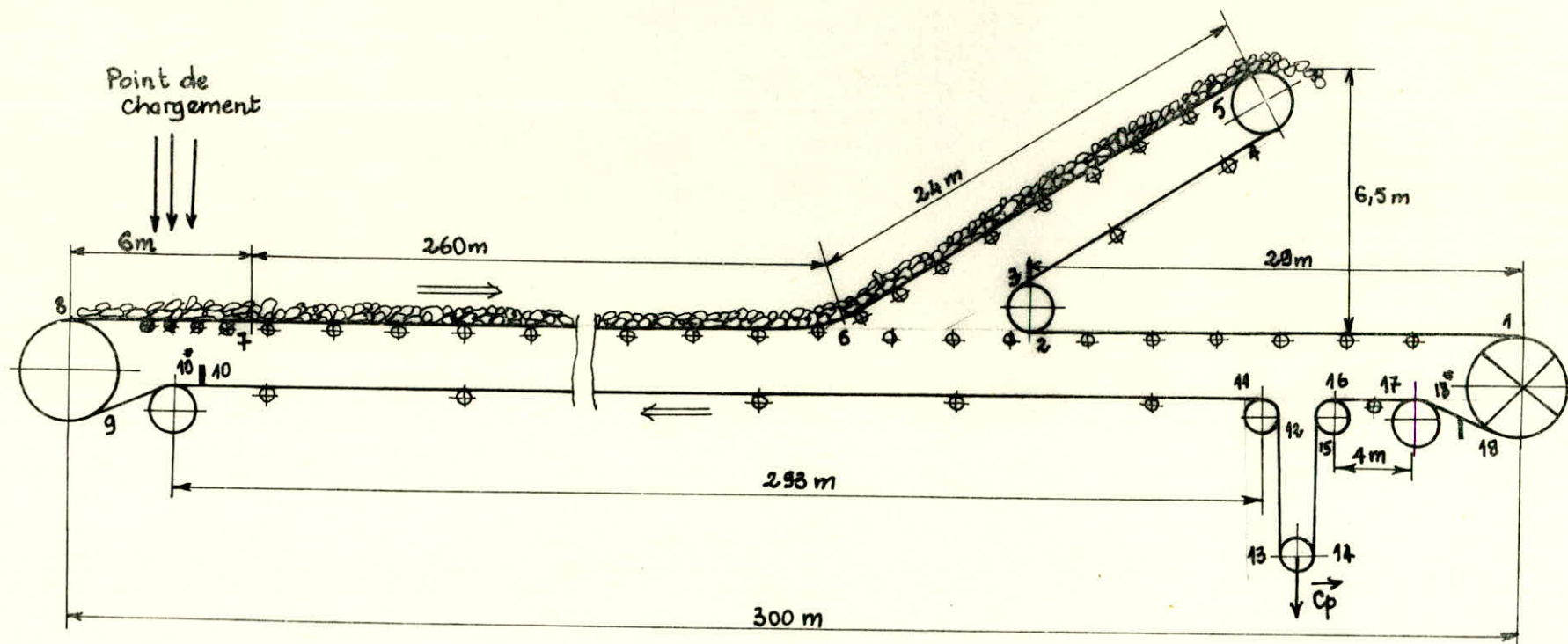
La forme du transporteur étant assez complexe par la présence d'un tronçon élévateur (chariot verseur) qui prend part de la bande et se déplace dans les deux sens sur la direction du transport. Il est plus commode pour nous de choisir une position fixe du chariot verseur, le long du transporteur, qui donne des tensions maximales et de faire les calculs à la base de ce cas limite.

Le principe de calcul du transporteur reste le même que celui du convoyeur flèche, c'est pourquoi nous nous limitons seulement à donner brièvement les résultats trouvés, à fin de les utiliser dans la deuxième partie de l'étude.

Les organes choisis arbitrairement ont pour but d'arriver à des résultats plus précis possibles, cependant elles peuvent faire l'objet de changements.

VI.I. Schéma du transporteur.

Schéma du transporteur au sol. + Elevateur



Nous indiquons par 1, 2, 3, ..., 18 les points où l'on calcule les tensions.

VI.5. Effort tangentiel au démarrage F_{ud} .

$$F_{ud} = \frac{C_d}{R_m} = \frac{18\ 345}{0,031} = 52\ 650\ \text{N.}$$

- effort initial à mesurer au démarrage

$$F_{2d} = 0,352 F_{ud} = 0,352 \cdot 52\ 650 = 18\ 533\ \text{N.}$$

- valeur de la tension maximale au niveau du tambour moteur.

$$F_{Id} = F_{ud} + F_{2d} = 71\ 183\ \text{N.}$$

VI.6. Evaluation des tensions dans la bande : (voir tableau).

	Régime Nominal	Démarrage	Unité
T_{I8}	18540	18540	N
T_{I8}^*	19021	19021	N
T_{I7}	19267	19315	N
T_{I6}	19286	19492	N
T_{I5}	19531	19718	N
T_{I4}	18492	18727	N
T_{I3}	18737	18913	N
T_{I2}	19776	20130	N
T_{I1}	20032	20444	N
T_{I0}	21503	23073	N
T_{I0}^*	21847	23553	N
T_9	22141	23907	N
T_8	22396	24309	N
T_7	24093	25790	N
T_6	42408	56133	N
T_5	62146	74565	N
T_4	62784	75389	N
T_3	61950	74634	N
T_2	62676	75448	N
T_1	62940	75929	N
F_u	44400	57388	N

VII. CONSTRUCTION DE L'OSSATURE DU CONVOYEUR FLECHE.

Règle pour le calcul des charpentes :

la fédération E. de M. recommande de tenir compte des calculs de trois types de sollicitations.

. Sollicitations principales (composées de)

- poids propre de la construction
- charges utiles
- encrassement
- efforts agissant sur les éléments du transporteur pour la charge utile
- les efforts dynamiques permanents
- les sollicitations dues aux charges supportées par les passerelles et les escaliers.

. Sollicitations additionnelles.

sollicitations temporaires pendant l'exploitation ou à l'arrêt qui peuvent se substituer ou s'ajouter à certaines sollicitations principales; elles comprennent :

- les résistances aux frottements et de déplacement
- les forces horizontales pendant la translation
- les effets dynamiques non permanents.

. Sollicitations spéciales.

c'est un type de sollicitations qui ne devraient pas se présenter pendant l'exploitation, mais dont l'apparition n'est pas exclue :

- l'engorgement
- la pose de la flèche
- la butée latérale contre le talus
- le tamponnement
- le vent de service
- le seisme.

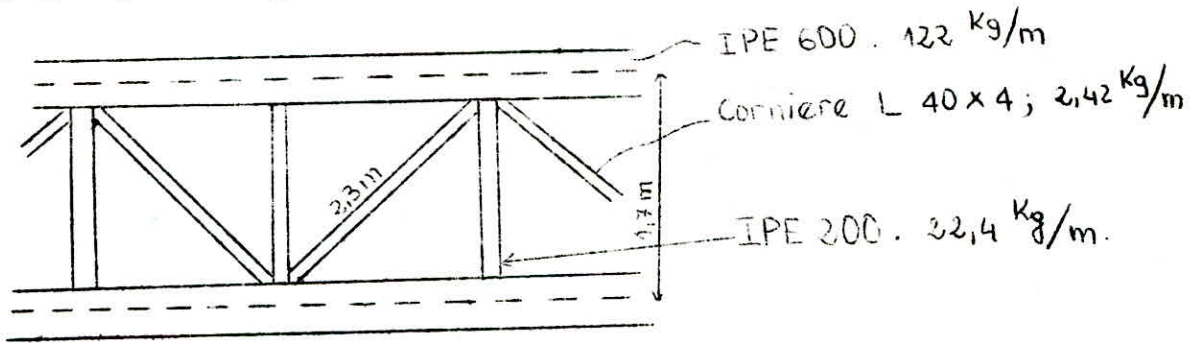
VII.I. Choix de l'ossature.

Nous adoptons une structure métallique que nous définissons au préalable, ensuite nous procédons à la vérification de cette structure à la résistance et à la déformation.

Le choix de la structure sera fait sur les bases suivantes :

- rigidité de la structure (déformation tolérée $1/800 + 1/1000$)
- résistance aux efforts
- possibilité de fixation de tous les organes secondaires.

Notre choix porte sur deux poutres I.P.E 600 contreventés tous les 3mètres par des I.P.E 200 et des cornières en L 40x4.



VII.I.I. Poids linéaire des organes.

Poids propre de la flèche par unité de longueur

Poids linéaire des contreventements

nous considérons une longueur de $2l$ qui correspond approximativement à la longueur de la flèche en porte à faux.

Nombre de contreventements :

$$\left[\frac{2l}{3} + 1 \right] \approx 8$$

Poids du contreventement en I.P.E 200

$$8 \cdot 1,7 \cdot 22,4 \approx 296 \text{ Kg}$$

Poids des cornières L 40 x 4

$$7 \cdot (1,7 + 2 \cdot 2,3) \cdot 2,42 = 106 \text{ Kg}$$

Poids linéaire total des contreventements

$$q_c = \frac{296 + 106}{2l} = 19 \text{ Kg/m}$$

ce type de contreventement sera utilisé sur toute la longueur de la flèche au cas où celle-ci présentera une longueur plus grande.

specification des organes et leurs poids

Désignation	Unité m	Symbole	Poids liné- aire Kg/m	Longueur sur la- quelle est répartie
Rouleaux supérieurs	1/m	q_{R_o}	26,7	23 m
Rouleaux inférieurs	1/3m	q_{R_u}	6,9	23
Station supérieure	1/m	q_{S_o}	34	23
Station inférieure	1/3m	q_{S_u}	3	23
Bande	2 brins	q_B	16,32	2 x 23
Contreventement	1/3m	q_C	19	23
Poutre I.P.E 600	2	q_I	122	?
Passerelles	2	q_P	150	?
Matériau		q_G	229	22
Encrassement	10% q_G	q_E	22,9	22

VII.I.2. Poids linéaire propre de la flèche

- toutes les masses en mouvement seront augmentés par un coefficient dynamique $K_d = 1,1$

$$q_F = 122 \cdot 2 + 19 + 2 \cdot 150 + 34 + 3 + \sqrt{26,7+2 \cdot 16,32+6,9} \cdot 1,1 = 973 \text{ Kg/m}$$

Poids total de la flèche chargée

$$q_{FT} = 673 + 229 + 22,9 = 925 \text{ Kg/m}$$

Soit sur une poutre $q = \frac{q_{FT}}{2} = 463 \text{ Kg/m}$; soit $q_{FT} = 4542 \text{ N/m}$

Poids total de la flèche à vide à l'arrêt

$$q'_F = 122 \cdot 2 + 19 + 2 \cdot 150 + 34 + 3 + \sqrt{26,722 \cdot 16,32+6,9} = 668,24$$

Soit sur une poutre $\frac{668,24}{2} = 334,12 \neq 335 \text{ Kg/m}$

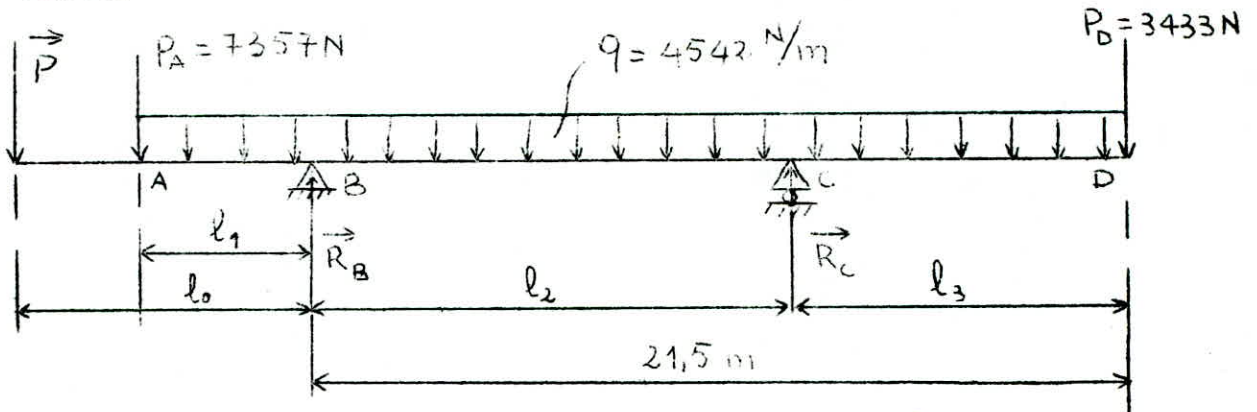
soit : 3286 N/m

VII.2. Vérification à la rigidité de la flèche

VII.2.I. Détermination des réactions sur la poutre

Nous considérons que la flèche est uniformément chargée sur le tronçon de 23 m et les tambours seront pris comme des charges concentrées sur leurs axes de rotation, le contrepoids est à l_0 (m) de B. La poutre est articulée au point B et supportée en un point C par un support (vêrin ou câble).

La position du support n'est pas encore définie, nous allons envisager plusieurs positions et on retiendra la plus satisfaisante.



VII.2.2. Expressions des réactions.

$$\sum F_{ext} = 0 = P + P_A + P_B + 23q - R_C - R_B = 0$$

$$\sum M^t/B = 0 = l_0 P + 1,5 P_A + \frac{q(1,5)^2}{2} - \frac{q(21,5)^2}{2} - P_D \cdot 21,5 + l_2 R_C = 0$$

$$R_C = \frac{1}{l_2} \left[\frac{q \cdot (21,5)^2}{2} + P_D \cdot 21,5 - l_0 P - 1,5 P_A - \frac{q(1,5)^2}{2} \right]$$

$$R_B = P + P_A + P_D + 23q - R_C$$

$$R_C = \frac{1}{l_2} \left[\frac{4542(21,5)^2}{2} + 3433 \cdot 21,5 - l_0 P - 1,5 \cdot 7357 - \frac{4542(1,5)^2}{2} \right]$$

$$R_B = P + 3433 + 7357 + 23 \cdot 4542 - R_C$$

VII.2.3. Tableau des valeurs

Conditions	Cas I	Cas II	Cas III	Cas IV
		$P = 0 \text{ N}$ $l_2 = 10 \text{ m}$, $l_3 = 11,5 \text{ m}$	$P = 0 \text{ N}$ $l_2 = 15 \text{ m}$ $l_3 = 6,5 \text{ m}$	$P = 53072 \text{ N}$ $l_2 = 14 \text{ m}$, $l_0 = 5 \text{ m}$ $l_3 = 7,5 \text{ m}$
Valeur de R_c [N]	110745	73830	60149	56139
Valeur de R_B [N]	4512	41427	108180	112190
Valeur de M_B [Nm]	16147	16147	281507	281507
Valeur de M_c [Nm]	339818	118269	153497	118269

Suite

Conditions	Cas V	Cas VI	Cas VII à vide	Cas VIII à vide	Cas IX à vide
		$P = 39240 \text{ N}$ $l_2 = 15 \text{ m}$ $l_3 = 6,5 \text{ m}$ $l_0 = 3 \text{ m}$	$P = 39240 \text{ N}$ $l_2 = 16 \text{ m}$ $l_3 = 5,5 \text{ m}$ $l_0 = 3 \text{ m}$	$q = 3286 \text{ N/m}$	$q = 3286 \text{ N/m}$
R_c [N]	65982	61861	46725	43801	
R_B [N]	88515	92645	78892	81815	
M_B [Nm]	117720	117720	116307	116307	14734
M_c [Nm]	118269	87583	91733	68591	91733

VII.2.4. Détermination de la déformée par la méthode des superpositions.

Nous décomposons le système comme suit :

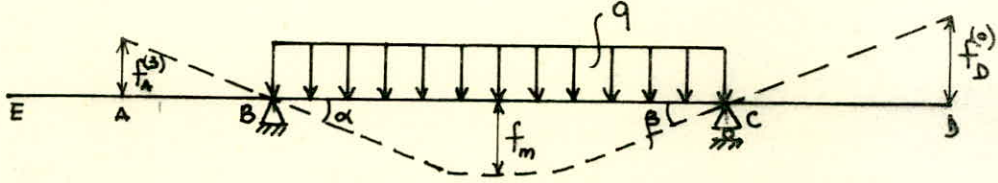


Fig (1)

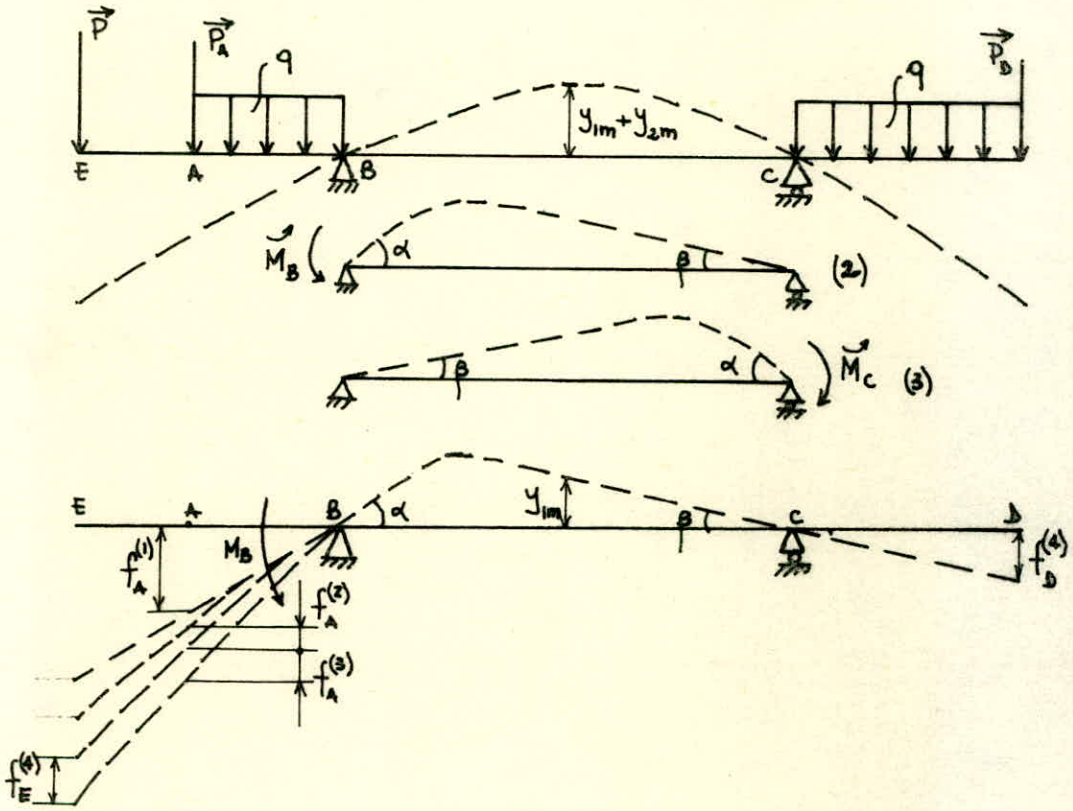


Fig (2)

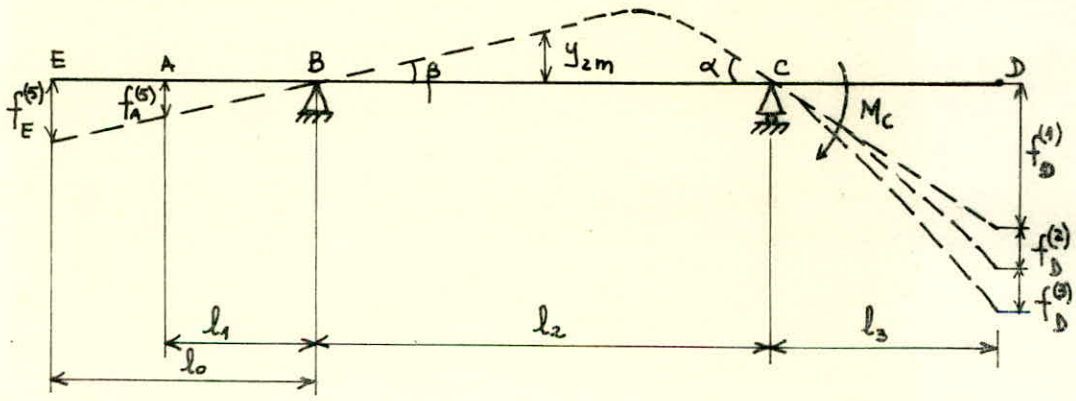


Fig (3)

VII. 2.4.1. Expressions des déformées

Equation de la déformée : $y = \frac{q}{24EI} (x^4 - 2l_2^2 x^3 + l_2^3 x)$; max. pour $x = \frac{l_2}{2}$

$$f_m = \frac{5q l_2^4}{384 EI} ; \alpha = \frac{q l_2^3}{24 EI} ; \beta = \frac{-q l_2^3}{24 EI}$$

$$f_D^{(0)} = \beta l_3 = \frac{q l_2^3 l_3}{24 EI} ; f_A^{(0)} = \alpha l_1 = \frac{q l_2^3 l_1}{24 EI} ; f_E^{(0)} = \frac{l_0}{l_1} f_A^{(0)}$$

Fig(1)

Equation de la déformée : $y = \frac{M_B}{6 \cdot l_2 \cdot EI} (x^3 - 3l_2 x^2 + 2l_2^2 x)$; max. pour

$$y_{1m} = -\frac{3M_B l_2^2}{48 EI} ; \alpha = \frac{M_B l_2}{3 EI} ; \beta = \frac{M_B l_2}{6 EI}$$

$$f_D^{(1)} = \beta l_3 = \frac{M_B \cdot l_2 \cdot l_3}{6 EI} ; f_A^{(1)} = \frac{P_A l_1^3}{3 EI}$$

$$f_A^{(2)} = \frac{q l_1^4}{8 EI} ; f_A^{(3)} = \alpha l_1 = \frac{M_B \cdot l_2 \cdot l_1}{3 EI}$$

$$f_E^{(4)} = \frac{P \cdot l_0^3}{3 EI}$$

$$\sum_{i=1}^4 f_E^{(i)} = f_E^{(0)} + f_E^{(1)} + f_E^{(2)} + f_E^{(3)} = \frac{l_0}{l_1} \sum_{i=1}^3 f_A^{(i)} + f_E^{(4)}$$

$$\sum_{i=1}^3 f_A^{(i)} = f_A^{(1)} + f_A^{(2)} + f_A^{(3)}$$

Fig(2)

Equation de la déformée : $y = \frac{M_C}{6 l_2 EI} (x^3 - 3l_2 x^2 + 2l_2^2 x)$

$$y_{2m} = -\frac{3M_C l_2^2}{48 EI} ; f_E^{(5)} = \frac{l_0}{l_1} f_A^{(5)}$$

$$f_D^{(4)} = \alpha l_3 = \frac{M_C \cdot l_2 \cdot l_3}{3 EI} ; f_D^{(5)} = \frac{q l_3^4}{8 EI} ; f_D^{(6)} = \frac{P_D \cdot l_3^3}{3 EI}$$

$$f_A^{(5)} = \beta l_1 = \frac{M_C \cdot l_2 \cdot l_1}{3 EI}$$

$$\sum_{i=1}^3 f_D^{(i)} = f_D^{(4)} + f_D^{(5)} + f_D^{(6)}$$

Fig(3)

Tab. 2.4.2. Tabellen der Verteilung

		$E = 21 \cdot 10^4 \text{ kg/cm}^2, I = 30000 \text{ cm}^4, \rho = 2500 \text{ kg/m}^3, g = 980 \text{ cm/s}^2$						$l = 10 \text{ m}$			
		Case ①	Case ②	Case ③	Case ④	Case ⑤	Case ⑥	Case ⑦	Case ⑧	Case ⑨	Case ⑩
Note: Dans les expressions, on prendra les longueurs en [m]		$l_1 = 0 \text{ m}$ $l_2 = 0 \text{ m}$ $l_3 = 10 \text{ m}$ $l_4 = 10 \text{ m}$	$l_1 = 0 \text{ m}$ $l_2 = 0 \text{ m}$ $l_3 = 10 \text{ m}$ $l_4 = 10 \text{ m}$	$l_1 = 0 \text{ m}$ $l_2 = 0 \text{ m}$ $l_3 = 10 \text{ m}$ $l_4 = 10 \text{ m}$	$l_1 = 0 \text{ m}$ $l_2 = 0 \text{ m}$ $l_3 = 10 \text{ m}$ $l_4 = 10 \text{ m}$	$l_1 = 0 \text{ m}$ $l_2 = 0 \text{ m}$ $l_3 = 10 \text{ m}$ $l_4 = 10 \text{ m}$	$l_1 = 0 \text{ m}$ $l_2 = 0 \text{ m}$ $l_3 = 10 \text{ m}$ $l_4 = 10 \text{ m}$	$l_1 = 0 \text{ m}$ $l_2 = 0 \text{ m}$ $l_3 = 10 \text{ m}$ $l_4 = 10 \text{ m}$	$l_1 = 0 \text{ m}$ $l_2 = 0 \text{ m}$ $l_3 = 10 \text{ m}$ $l_4 = 10 \text{ m}$	$l_1 = 0 \text{ m}$ $l_2 = 0 \text{ m}$ $l_3 = 10 \text{ m}$ $l_4 = 10 \text{ m}$	$l_1 = 0 \text{ m}$ $l_2 = 0 \text{ m}$ $l_3 = 10 \text{ m}$ $l_4 = 10 \text{ m}$
Expressions des flèches [mm]											
VOIR FIG. 21	$f_1^{(1)} = \frac{5 \cdot 440 \cdot l_1^3 \cdot 10 \cdot 981}{384 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 30000}$	3,11	11,19	11,19	11,19	11,19	11,19	11,19	11,19	11,19	11,19
	$f_2^{(1)} = \frac{4 \cdot 45 \cdot l_1^2 \cdot l_2 \cdot 10 \cdot 981}{24 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 30000}$	-11,1	-11,10	-11,10	-11,10	-11,10	-11,10	-11,10	-11,10	-11,10	-11,10
	$f_3^{(1)} = \frac{4 \cdot 45 \cdot l_1^2 \cdot (100) \cdot 10 \cdot 981}{24 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 30000}$	-1,48	-1,48	-1,48	-1,48	-1,48	-1,48	-1,48	-1,48	-1,48	-1,48
	$f_4^{(1)} = \frac{l_1}{150} f_3^{(1)}$	-	-	-13,08	-13,08	-13,08	-13,08	-	-13,08	-13,08	-
VOIR FIG. 22	$f_1^{(2)} = \frac{M_2 \cdot l_1^2 \cdot 3 \cdot 40}{48 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 30000}$	-0,91	-1,80	-1,80	-1,80	-1,80	-1,80	-1,80	-1,80	-1,80	-1,80
	$f_2^{(2)} = \frac{M_2 \cdot l_1 \cdot l_2 \cdot 40}{6 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 30000}$	1,41	1,41	27,3	27,3	10,08	1,41	1,41	1,41	1,41	1,41
	$f_3^{(2)} = \frac{M_2 \cdot l_2 \cdot 190 \cdot 40}{6 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 30000}$	0,42	0,42	11,19	11,19	1,41	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42
	$f_4^{(2)} = \frac{440 \cdot (100)^2 \cdot 10 \cdot 981}{8 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 30000}$	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
	$f_5^{(2)} = \frac{450 \cdot 100^2 \cdot 10 \cdot 981}{8 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 30000}$	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04
	$\frac{1}{2} f_4^{(2)} + f_5^{(2)} + f_3^{(2)} + f_2^{(2)}$	0,47	0,47	11,44	11,44	1,41	0,47	0,47	0,47	0,47	0,47
	$f_6^{(2)} = \frac{P \cdot l_1^2 \cdot 40}{8 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 30000}$	0	0	11,45	11,45	1,41	0	0	0	0	0
	$\frac{1}{2} f_6^{(2)} = \frac{l_1}{150} \left(\frac{1}{2} f_4^{(2)} + f_5^{(2)} + f_3^{(2)} + f_2^{(2)} \right) + f_6^{(2)}$	-	-	46,45	46,45	11,44	42,04	-	46,45	46,45	-
VOIR FIG. 23	$f_1^{(3)} = \frac{M_2 \cdot l_1^2 \cdot 3 \cdot 40}{48 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 30000}$	-11,19	-1,14	-1,14	-1,14	-1,14	-11,19	-1,14	-1,14	-1,14	-1,14
	$f_2^{(3)} = \frac{M_2 \cdot l_1 \cdot l_2 \cdot 40}{6 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 30000}$	18,08	18,08	27,32	27,32	20,14	18,08	18,08	18,08	18,08	18,08
	$f_3^{(3)} = \frac{440 \cdot l_1^2 \cdot 10 \cdot 981}{8 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 30000}$	11,19	1,14	1,14	1,14	1,14	1,14	1,14	1,14	1,14	1,14
	$f_4^{(3)} = \frac{190 \cdot l_1^2 \cdot 10 \cdot 981}{8 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 30000}$	0,47	1,14	1,14	1,14	1,14	1,14	1,14	1,14	1,14	1,14
	$\frac{1}{2} f_4^{(3)} + f_3^{(3)} + f_2^{(3)} + f_1^{(3)}$	19,19	21,21	40,36	40,36	21,38	22,31	40,36	21,21	21,21	21,21
	$f_5^{(3)} = \frac{M_2 \cdot l_2 \cdot 190 \cdot 40}{6 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 30000}$	14,41	1,14	1,14	1,14	1,14	1,14	1,14	1,14	1,14	1,14
	$f_6^{(3)} = \frac{l_1}{150} f_5^{(3)}$	-	-	8,45	8,45	4,18	4,18	-	8,45	8,45	-
	$\frac{1}{2} f_6^{(3)} + f_5^{(3)}$	8,45	-1,14	-	-	1,14	-	-1,14	-	-	1,14
TOTAL	$\sum_{i=1}^6 f_i^{(1)}$	-	-	42,11	42,11	11,44	42,11	-	42,11	42,11	-
	$\sum_{i=1}^6 f_i^{(2)}$	-	-	46,1	46,1	11,44	46,1	-	46,1	46,1	-
	$\sum_{i=1}^6 f_i^{(3)}$	19,19	1,14	46,1	46,1	11,44	19,19	19,19	19,19	19,19	1,14
	$f_1 + f_2 + f_3$	-0,91	1,80	-11,45	-11,45	-1,14	0,45	1,04	-1,14	1,14	1,14

VII.2.4.3. Détermination de la position du support

Nous avons signalé que la position du support représentait une inconnue pour nous, la nature même de ce support (verrin hydraulique ou mécanisme à câbles) ne peut être définie qu'après le positionnement de ce support.

Cette analyse nous permettra donc une meilleure approche quand au positionnement du support dans le but d'obtenir :

- les plus faibles déformations possibles (flèche minimale) des poutres qui doivent répondre aux conditions sévères imposées
- recherche d'une forme de déformée où les points d'inflexions sont les moins prononcés et la concavité générale vers le bas (à vide et à charge)
- adoption d'un contrepoids permettant de diminuer, l'effort sur le support et la stabilité de la machine à vide et charge.

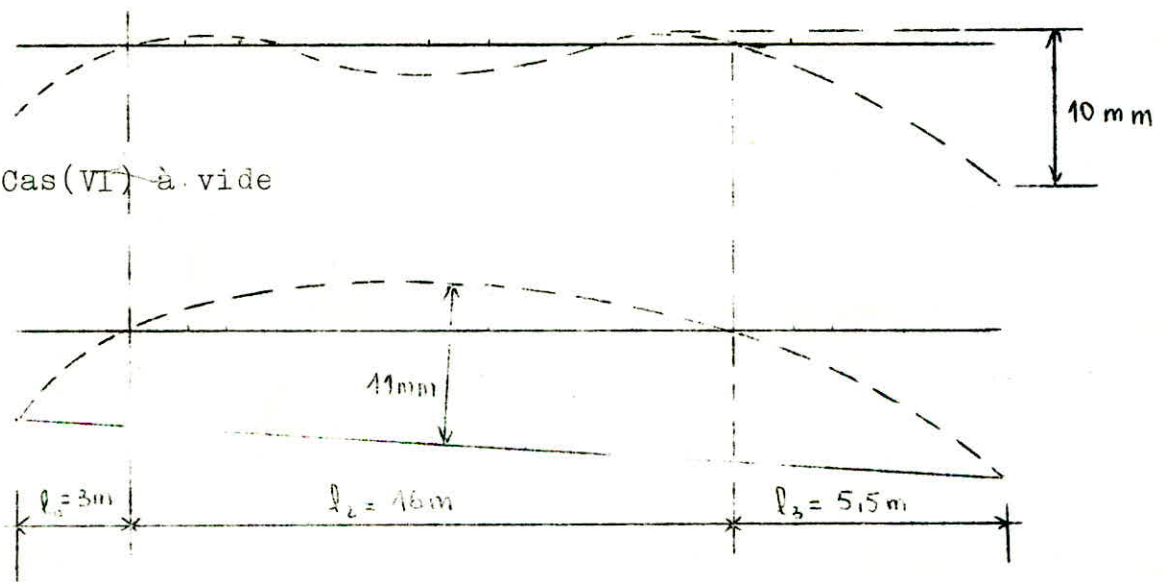
En tenant compte de toutes ces considérations les cas (II), (VI) nous paraissent les plus favorables et à un degré moindre le cas (V); tous les autres cas ne conviennent pas. Nous mentionnons par les astérisques :

- (*) valeurs rejetées par la condition de déformation $I/1000 \div I/800$
- (*) valeurs présentant soit des inflexions prononcés, soit soit une allure non souhaitée
- (*) valeurs présentant des inconvénients mais acceptables (d'ordre allure).

VII.2.4.4. Détermination de la déformée totale.

. Cas (VI) à charge

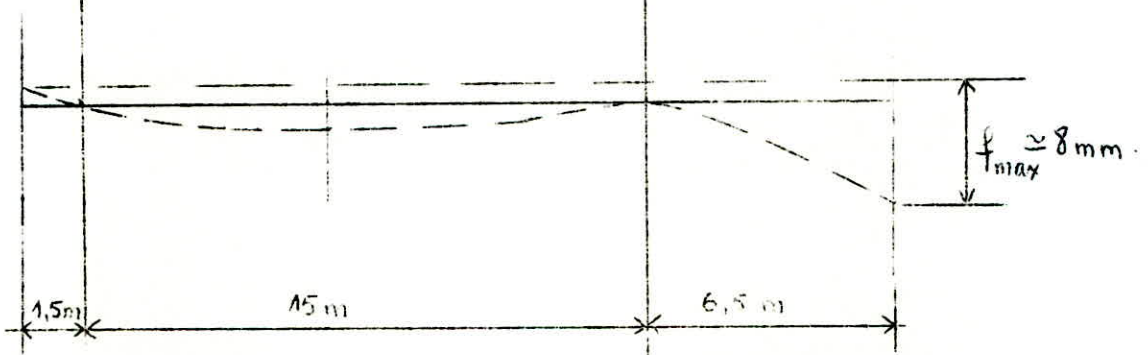
. Cas (VI) à vide



. Cas(II) à charge



. Cas(II) à vide

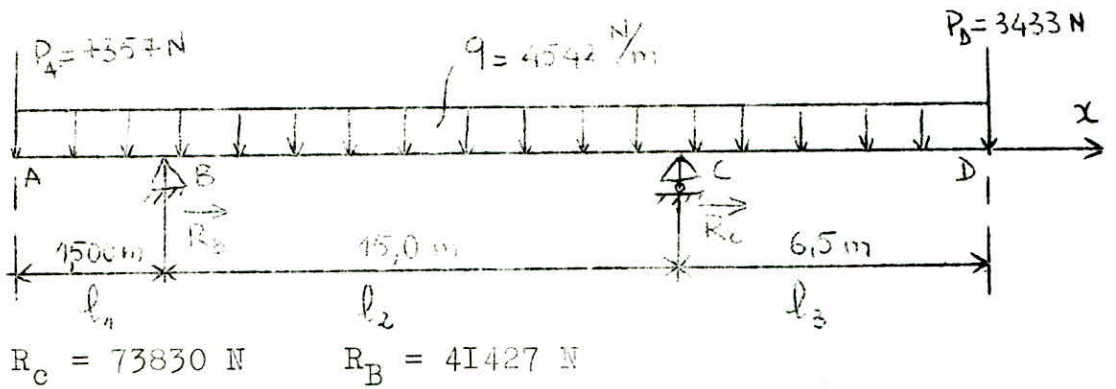


Le cas(VI), présente un contre-poids insuffisant pour assurer la stabilité de la machine, en plus les déformations sont plus grandes que dans le cas(II).

On retiendra le cas(II) où la position du support est à 15 m du point d'articulation. Il est maintenant clair qu'un mécanisme de relevage de la flèche par verrin hydraulique disposé au dessous de la flèche devient impossible, vu l'éloignement du support du point d'articulation et la grande course qu'aurait un tel verrin.

On propose un mécanisme de relevage par câbles qu'on définira brièvement par la suite.

VII.3. Vérification à la résistance de la flèche



VII.3.1. Moments fléchissant.

• $0 \leq x < 1,5$

$$M(x) = -\frac{q \cdot x^2}{2} - P_A \cdot x$$

en B $M_f = -\frac{4542(1,5)^2}{2} - 1,5 \cdot 7357 = -16147 \text{ N.m}$

• $1,5 \leq x < 16,5$

$$M(x) = -\frac{q \cdot x^2}{2} - P_A \cdot x + R_B(x - l_1) = -\frac{q \cdot x^2}{2} - P_A \cdot x + R_B \cdot x - R_B \cdot l_1$$

$$\frac{dM(x)}{dx} = 0 \implies -q \cdot x - (P_A - R_B) = 0 \implies x = -\frac{(P_A - R_B)}{q} = \frac{-7357 + 41427}{4542} = 7,5 \text{ m}$$

$$M_{f_{\max}} = -\frac{4542(7,5)^2}{2} - 7357 \cdot 7,5 + 41427(7,5 - 1,5) = 65638 \text{ N.m}$$

• $16,5 \leq x \leq 23$

$$M(x) = -\frac{q \cdot x^2}{2} - P_A \cdot x + R_C(x - l_1 + l_2) + R_B(x - l_1) = -\frac{q \cdot x^2}{2} -$$

$$P_A \cdot x + R_B \cdot x - R_B \cdot l_1 + R_C \cdot x - R_C(l_1 + l_2)$$

$$M(x) = -\frac{q \cdot x^2}{2} - (P_A - R_B - R_C) \cdot x - R_B \cdot l_1 - R_C(l_1 + l_2)$$

Pour $x = 23$ $M_f = -\frac{4542(23)^2}{2} - (7357 - 41427 - 73830) \cdot 23 - 41427 \cdot 1,5 -$

$$73830(1,5 + 15) = 0$$

pour $x = 16,5 = l_1 + l_2$; $M_{f_c} = -118269 \text{ N.m}$

VII.3.2. Effort tranchant

$$T = -\frac{dM(x)}{dx}$$

• $0 \leq x \leq 1,5$

$$T(x) = q \cdot x + P_A$$

$x = 0 \longrightarrow \bar{T} = P_A = 7357 \text{ N}$

$x = 1,5 \longrightarrow \bar{T} = 4542 \cdot 1,5 + 7357 = 14170 \text{ N}$

• $1,5 \leq x \leq 16,5$

$$T(x) = q \cdot x + P_A - R_B$$

$x = l_1 = 1,5 \longrightarrow \bar{T} = -27257 \text{ N}$

$x = l_1 + l_2 = 16,5 \longrightarrow \bar{T} = 40873 \text{ N}$

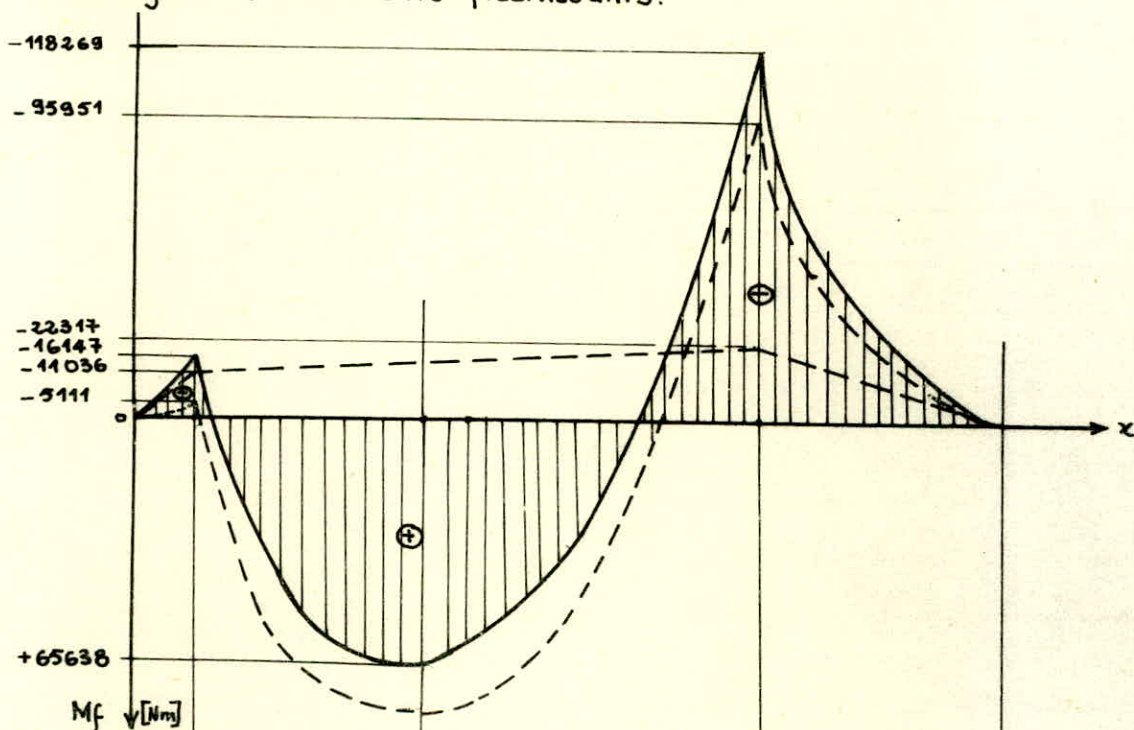
$$\bar{T} = 0 \rightarrow x = \frac{R_B - P_A}{q} = 7,5 \text{ m.}$$

$$16,5 \leq x \leq 23$$

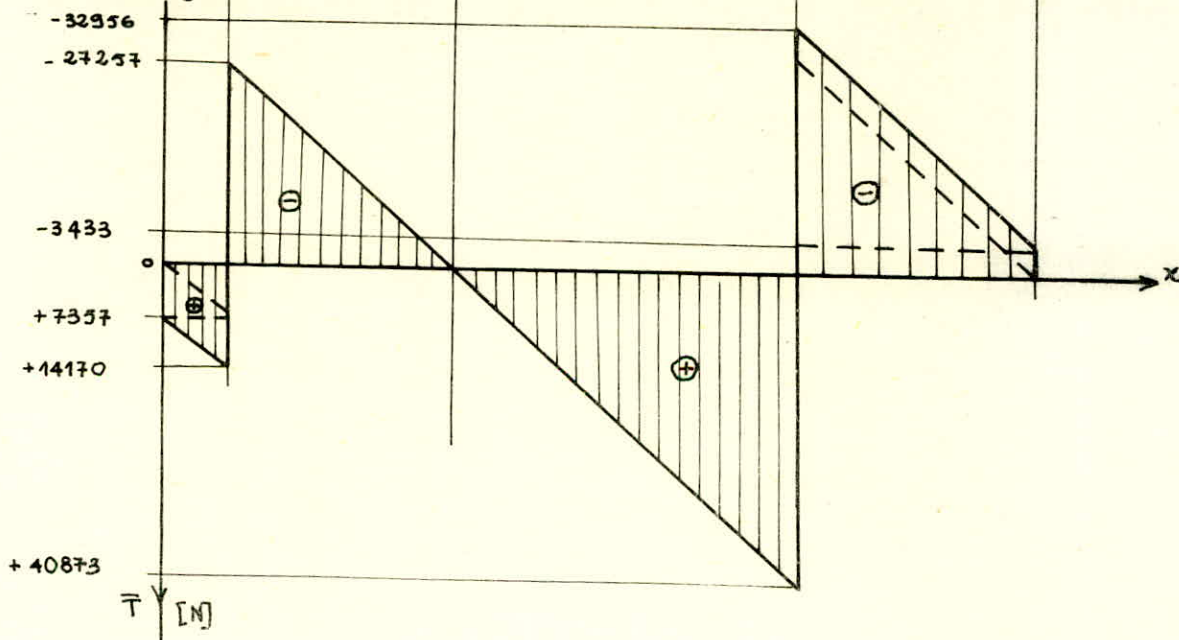
$$T(x) = q \cdot x + (P_A - R_B - R_C) \quad x = l_1 + l_2 \rightarrow \bar{T} = -32956 \text{ N}$$

$$x = l_1 + l_2 + l_3 \rightarrow \bar{T} = -3433 \text{ N}$$

VII.3.3. Diagramme de Moments flechissants.



VII.3.4. Diagramme des efforts tranchants.



VII.3.5. Effort normal



T_A : tension de la bande en R.N $T_A = \frac{T_8 + T_I}{2} = 34\ 166\ \text{N}.$

T_D : tension de la bande en R.N $T_D = \frac{T_5 + T_6}{2} = 35\ 000\ \text{N}.$

$R_{F2} = 113\ 688\ \text{N}.$

$0 \leq x \leq 6,5$

$N + T_D = 0 \implies N = -T_D = -35\ 000\ \text{N}.$

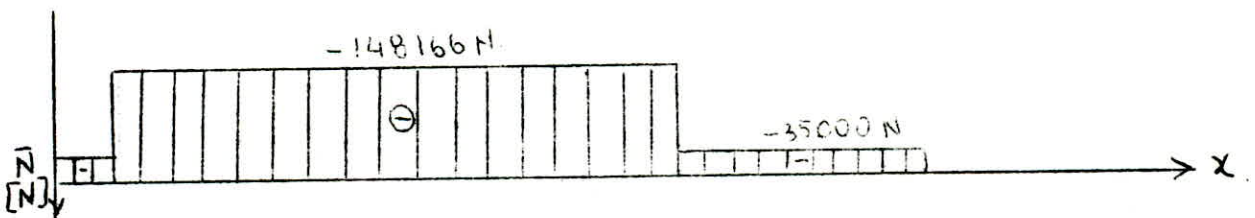
$6,5 \leq x \leq 21,5$

$N + T_D + R_{F2} = 0 \implies N = -T_D - R_{F2} = -35\ 000 - 113\ 688 = -148\ 688\ \text{N}.$

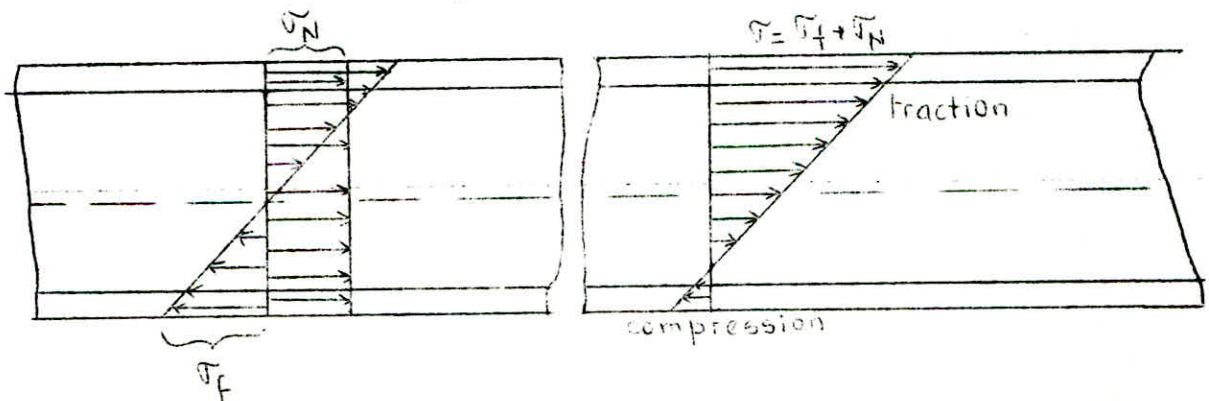
$21,5 \leq x \leq 23$

$N + T_A = 0 \implies N = -T_A = -34\ 166\ \text{N}.$

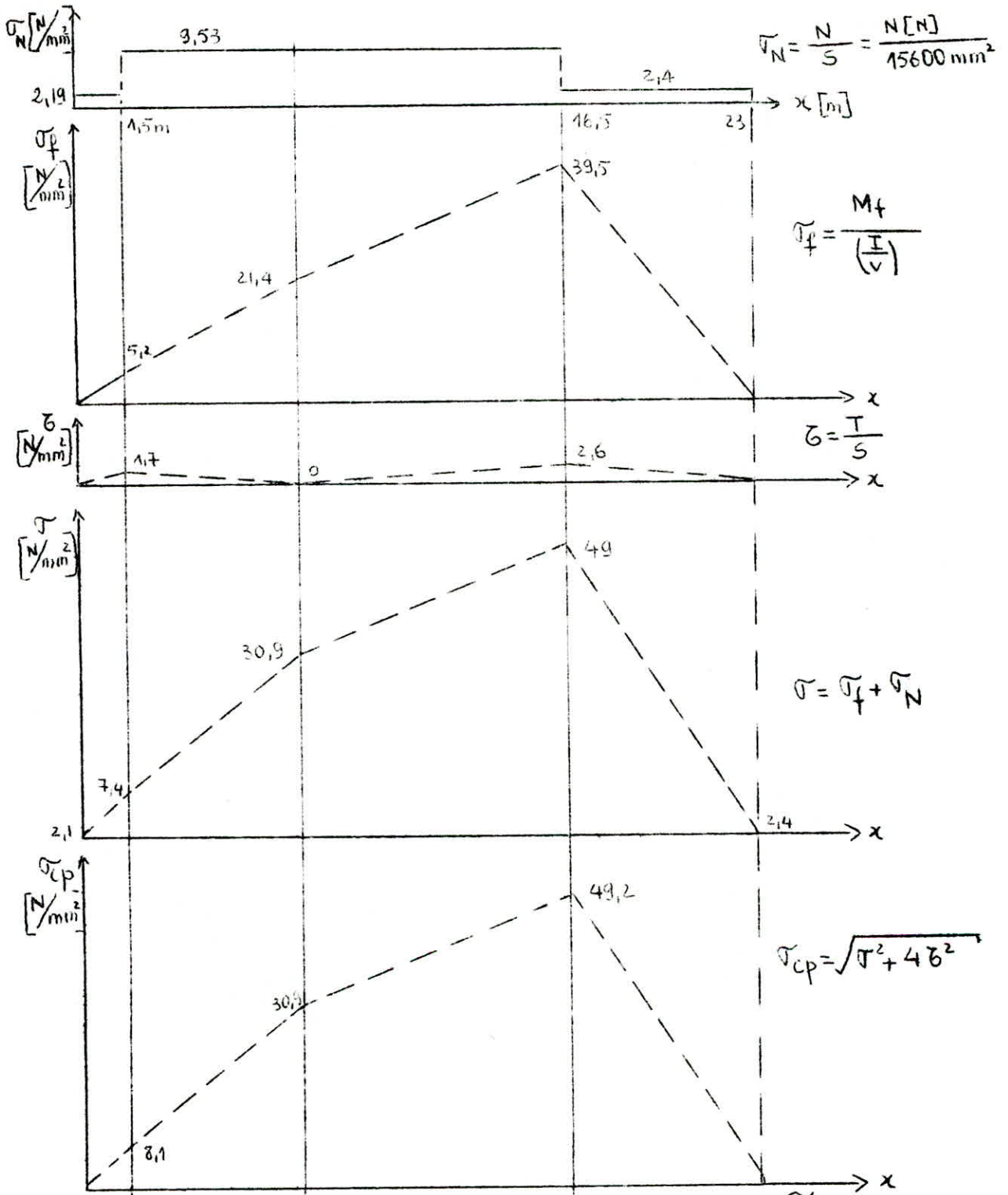
VII.3.6. Diagramme de l'effort normal



On note que σ_N et σ_f s'additionnent algébriquement



VII.3.7. Diagramme des contraintes



La contrainte admissible d'utilisation $\sigma_w = \frac{\sigma_r}{S}$ où :

σ_r : contrainte de rupture (pour un acier de charpente $\sigma_r = 450 \text{ N/mm}^2$)

S : coefficient de sécurité = (2 + 5)

$\sigma_w = \frac{450}{5} = 90 \text{ N/mm}^2$ cette valeur est inférieure à la contrainte

maximale, $\sigma_{cpmax} = 49,2 \text{ N/mm}^2$.

VII.4. Calcul de la stabilité de la machine.

VII.4.I. Efforts agissants :

(voir figure page suivante):

La machine travaille plus de temps avec flèche en position vers le haut qu'en position vers le bas, donc il est plus intéressant de prévoir le centre de gravité de la machine sur l'axe des y en position 18°, de ce fait, on aura une répartition de charge relativement uniforme sur les galets pendant le fonctionnement.

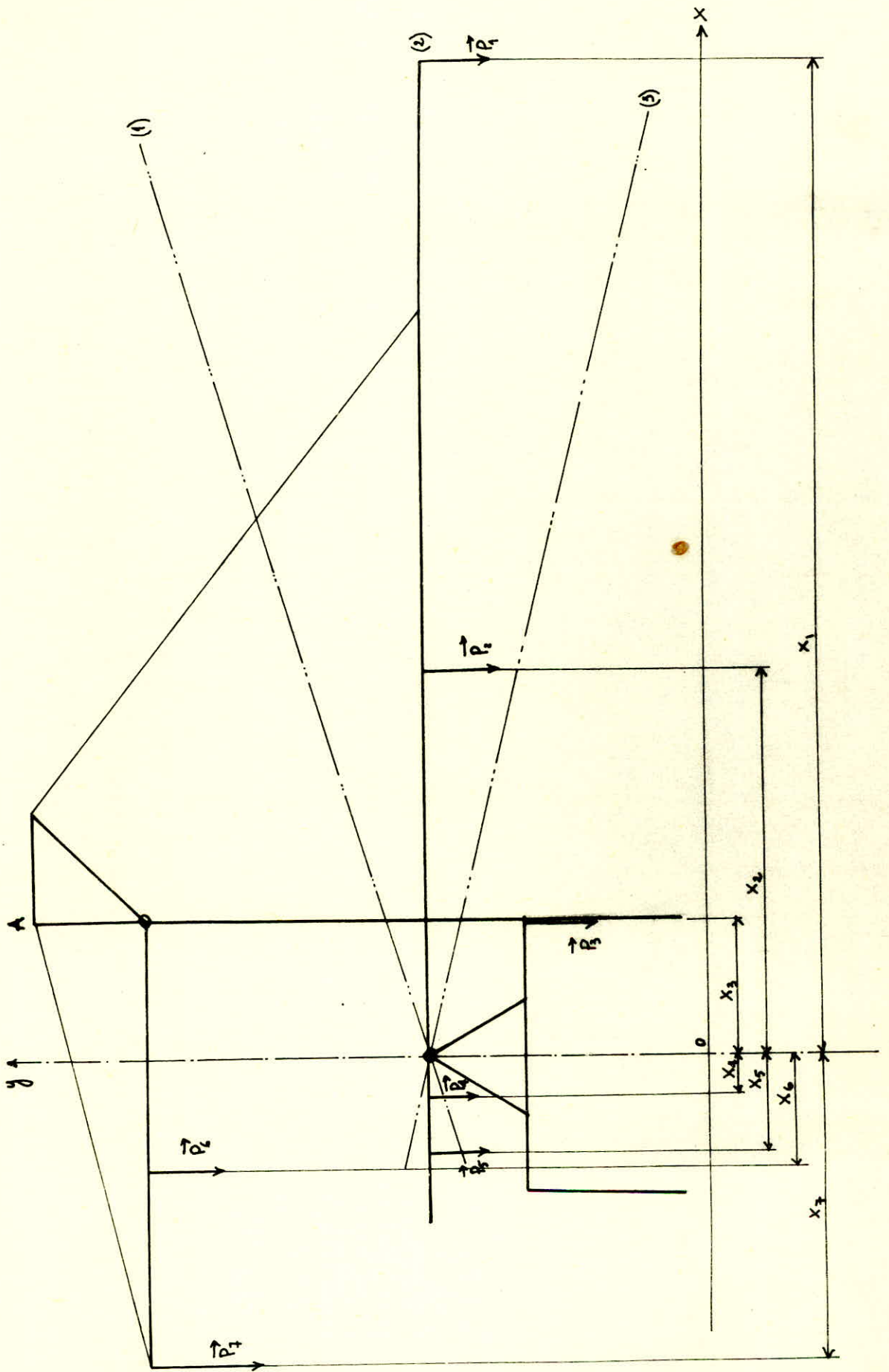
On note par P_i les charges correspondantes aux éléments constituant la flèche et le support contre poids et X_i désignant le point d'application de cette charge par rapport à o.x.

On se propose de déterminer la valeur du contre poids P_7 lorsque le centre de gravité de la machine position (I) est au point O ($x_G^I = 0$).

$$x_G^I = \frac{\sum_{i=1}^7 P_i X_i}{\sum_{i=1}^7 P_i} = 0 \implies \sum_{i=1}^7 P_i X_i = 0 \implies$$

$$P_7 X_7 = - \sum_{i=1}^6 P_i X_i$$

Nous donnons un tableau de valeurs des P_i et X_i pour les positions (1,2,3).



Désignation	X_1^I (m)	X_1^2 (m)	X_1^3 (m)	Poids à ch	Poids à vide	Symbole
Tamb jetée+ Méc de tension	21,5	20,5	21	2.3433 =6866	6866	P_1
Avant flèche	10,25	10,75	10,5	4542.2.21,5 195300	3286.2.21,5 141313	P_2
Poteaux en caisson selon Kolarov	2,3	2,3	2,3	2.20600 41200	41200	P_3
Arriere flèche	-0,75	-0,75	-0,75	2.4542.1,5 13626	3286.2.1,5 9859	P_4
$T_M + T_c + M_{ot} + rédu$	-1,5	-1,5	-1,5	2.7357 14715	14715	P_5
Sup contre poids Kolarov	-2 m	-2 m	-2 m	2.28450 56900	56900	P_6
Contre poids	?	?	?	?	?	P_7
Ensemble flèche + supp. c.p	?	?	?	?	?	P_T

VII.4.2. Détermination du contre poids et son point d'application (P_7, X_7).

$$P_7 X_7 = -\sqrt{P_1 X_1 + P_2 X_2 + P_3 X_3 + P_4 X_4 + P_5 X_5 + P_6 X_6}$$

$$P_7 X_7 = -\sqrt{6866 \cdot 20,5 + 195300 \cdot 10,25 + 41200 \cdot 2,3 - 13626 \cdot 0,75 - 14715 \cdot 1,5 - 56900 \cdot 2} = -2091350 \text{ N.m}$$

$$X_7 = -6 \text{ m}$$

si on prend le contre poids à $X_7 = -6 \text{ m}$

$$P_7 = 35531 \text{ Kg}$$

$$P_7 = \frac{213185,5}{6} = 348560 \text{ N} = 35531 \text{ kg}$$

en position horizontale le centre de gravité x_G^2 devient :

$$x_G^2 = \frac{\sum_{i=1}^7 P_i X_i}{\sum_{i=1}^7 P_i} \Big|_{\text{à vide}} = 0,77 \text{ m}; x_G^2 = \frac{\sum_{i=1}^7 P_i X_i}{\sum_{i=1}^7 P_i} \Big|_{\text{à charge}} = 0,154 \text{ m}$$

En position (I) à vide :

$$x_G^I = \frac{\sum_{i=1}^7 P_i X_i}{\sum_{i=1}^7 P_i} \Big|_{\text{à vide}} = 0,89 \text{ m}$$

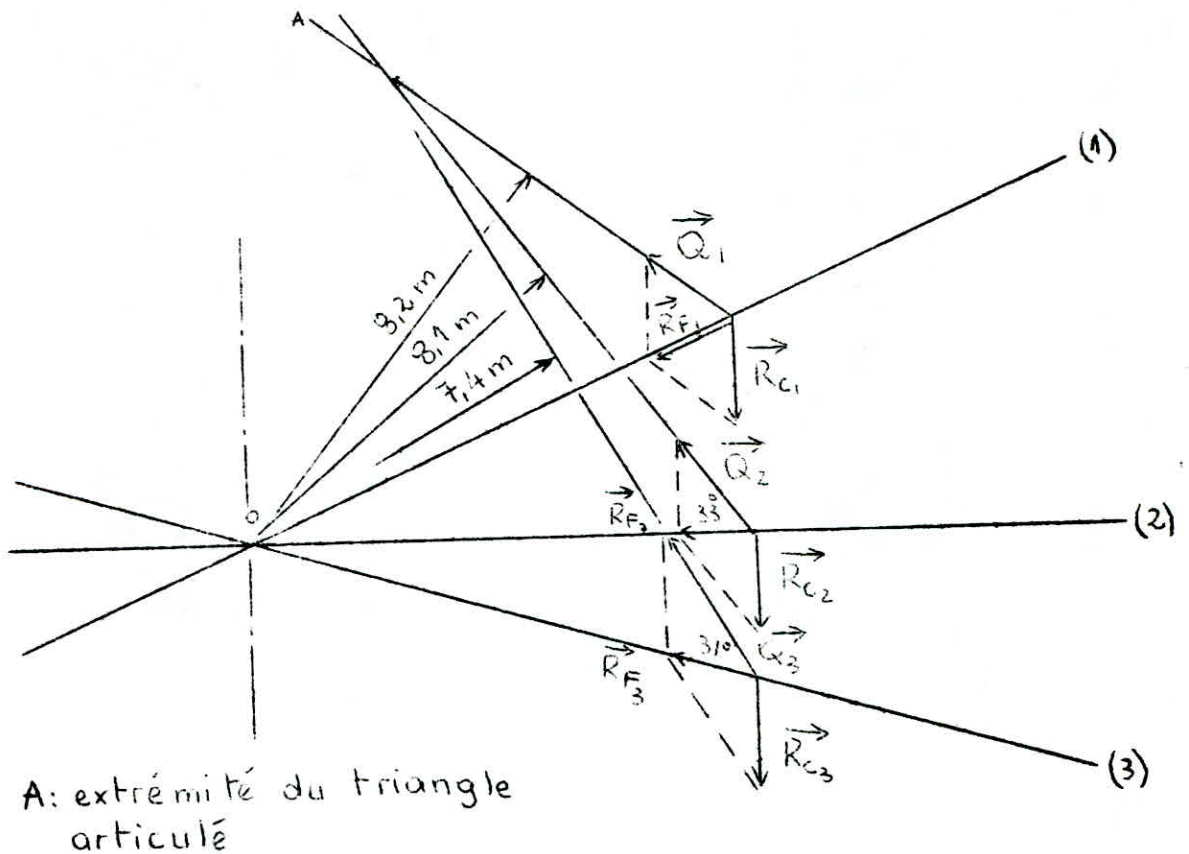
VII.4.3. Tableau récapitulatif

Etat de la machine	A charge			A vide		
	(1) _{18°}	(2) _{0°}	(3) _{-10°}	(1)	(2)	(3)
Position de la flèche						
Centre de gravité/x.o.y	0 m	0,154 m		-0,89m	-0,77m	
POIDS total de l'ensemble flèche support cp.	$\sum_{i=1}^7 P_i = 677174 \text{ N}$ 69029 Kg			$\sum_{i=1}^7 P_i = 609413 \text{ N}$ 63141 Kg		

VII.4.4. Remarque

Pour ramener le centre de gravité de la machine au centre de symétrie des rails, lorsque celle ci est à vide et hors de fonctionnement, on peut réduire le contre poids de 8,1 T par enlèvement ou déplacement de celui ci au niveau de o.y.

VIII. MECANISME DE RELEVAGE DE LA FLECHE.



VIII.I. Détermination des efforts.

. Position (1)

$$R_{C1} = 73830 \cdot \cos 18^\circ = 70216 \text{ N.}$$

$$R_{B1} = 41427 \cdot \cos 18^\circ = 39397 \text{ N.}$$

. Position (2)

$$R_{C2} = 73830 \text{ N.}$$

$$R_{B2} = 41427 \text{ N.}$$

. Position (3)

$$R_{C3} = 73830 \cdot \cos 10^\circ = 72702 \text{ N.}$$

$$R_{B3} = 41427 \cdot \cos 10^\circ = 40804 \text{ N.}$$

- Effort chargeant une tige R_T .

$$(I) \quad R_{TI} = \frac{\frac{\text{tg}15}{\text{tg}18} \cdot R_{C1}}{(\frac{\text{tg}15}{\text{tg}18} + 1)\sin 15} = \frac{0,824 \cdot 70216}{1,824 \cdot \sin 15^\circ} = 122\,556 \text{ N.}$$

$$(2) R_{T2} = \frac{R_{C2}}{\sin 33^\circ} = \frac{73830}{\sin 33^\circ} = 135495 \text{ N.}$$

$$(3) R_{T3} = \frac{R_{C3}}{(1 - \frac{\text{tg}10^\circ}{\text{tg}40^\circ})\sin 40^\circ} = \frac{72702}{(1 - 0,21)\sin 40^\circ} = 143177 \text{ N.}$$

- Effort chargeant une poutre de la flèche.

$$(1) R_{F1} = \frac{R_{C1}}{(\frac{\text{tg}15^\circ}{\text{tg}18^\circ} + 1)\sin 18^\circ} = \frac{70216}{1,824 \cdot \sin 18^\circ} = 124577 \text{ N.}$$

$$(2) R_{F2} = \frac{R_{C2}}{\text{tg}33^\circ} = \frac{73830}{\text{tg}33^\circ} = 113688 \text{ N.}$$

$$(3) R_{F3} = \frac{R_{C3} \cdot \frac{\text{tg}10^\circ}{\text{tg}40^\circ}}{(1 - \frac{\text{tg}10^\circ}{\text{tg}40^\circ})\sin 10^\circ} = \frac{0,21 \cdot 72702}{(1 - 0,21)\sin 10^\circ} = 111294 \text{ N.}$$

VIII.1.1. Charge transmise au triangle articulé par les deux tiges "Q".

$$2 \cdot \sqrt{R_C} \cdot l \cdot \cos \delta + R_F \cdot l_I + \mu R_F \cdot \frac{d}{2} = \frac{1}{K_d} \cdot Q \cdot S$$

avec : d [m] : diamètre de l'articulation = 0,1 m

R_C [N] : force due au poids propre de la flèche + la matière transportée sur une poutre.

l [m] : distance entre le point d'articulation de la flèche et le point d'attaque de la tige $l = 15 \text{ m}$

S [m] : bras d'action de la force Q par rapport au point d'articulation graphiquement $S_1 = 8,2 \text{ m}$, $S_2 = 8,1 \text{ m}$,

$$S_3 = 7,4 \text{ m}$$

l_I [m] : bras d'action de la force R_F par rapport au point d'articulation $l_I = 0,6 \text{ m}$

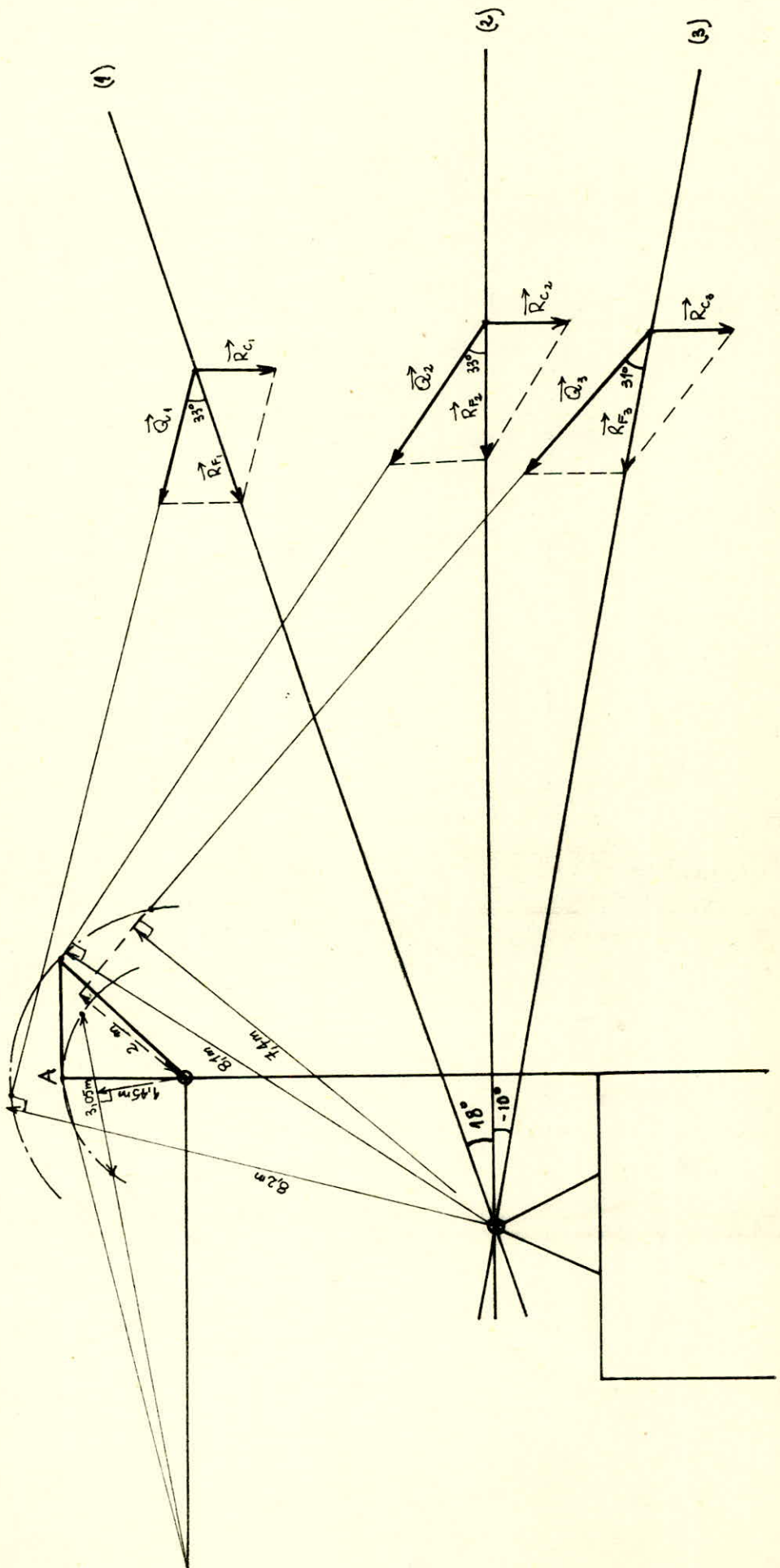
R_F [N] : force chargeant une articulation

δ : angle d'inclinaison de la flèche

μ : coefficient de frottement au niveau de l'articulation = 0,1 pour palier lisse

K_d : coefficient dynamique expriment l'augmentation de Q due aux mouvements de la bande + chariot = 1,1

$$Q = \frac{2K_d}{S} \sqrt{R_C} \cdot l \cdot \cos \delta + R_F \cdot l_I + \mu R_F \cdot \frac{d}{2}$$



$$(1) Q_1 = \frac{2Kd}{S_1} \cdot \sqrt{R_{C1}} \cdot 1 \cdot \cos 18^\circ + R_{F1} \cdot l_I + \mu R_{F1} \cdot \frac{d}{2} =$$

$$\frac{2 \cdot 1,1}{8,1} \cdot \sqrt{70216 \cdot 15} \cdot \cos 18^\circ + 124577(0,6 + 0,1 \cdot \frac{0,1}{2}) = 288963 \text{ N}$$

$$(2) Q_2 = \frac{2Kd}{S_2} \cdot \sqrt{R_{C2}} \cdot 1 \cdot \cos 0^\circ + R_{F2} \cdot l_I + \mu R_{F2} \cdot \frac{d}{2} =$$

$$\frac{2 \cdot 1,1}{8,1} \cdot \sqrt{73830 \cdot 15} + 113688(0,6 + 0,1 \cdot \frac{0,1}{2}) = 319462 \text{ N}$$

$$(3) Q_3 = \frac{2Kd}{S_3} \cdot \sqrt{R_{C3}} \cdot 1 \cdot \cos 10^\circ + R_{F3} \cdot l_I + \mu R_{F3} \cdot \frac{d}{2} =$$

$$\frac{2 \cdot 1,1}{7,4} \cdot \sqrt{72702 \cdot 15} \cdot \cos 10^\circ + 111294(0,6 + 0,1 \cdot \frac{0,1}{2}) = 331421 \text{ N}$$

Nous constatons que la charge maximale transmise au triangle articulé correspond à la position de la flèche inclinée de -10° ($Q_3 = 331421 \text{ N}$), et c'est avec cette valeur qu'on calculera le mécanisme de relevage.

VIII.1.2. Effort total sur les câbles.

Nous supposons que le coefficient de frottement au niveau de l'articulation du triangle, est constant et son influence est négligeable.

$$Q \cdot 2 = F \cdot 1,45 \implies F = \frac{2 \cdot Q}{1,45} = \frac{2 \cdot 331421}{1,45} = 457130 \text{ N}$$

$$F = 457,13 \text{ KN}$$

VIII.2. Choix et construction du palan

Graphiquement nous avons déterminés la distance entre les deux extrêmes du point d'attache du câble sur le triangle articulé, ces positions correspondent à 18° et -10° , nous relevons une distance de 3,05 m, cette distance va nous dicter par la suite un très petit diamètre de tambour, par ailleurs, l'effort dans un brin de câble doit être inférieur à 80 KN, nous relevons dans notre cas une valeur de 457 KN pour l'ensemble des brins

Ces considérations nous amènent à choisir un palan qui vérifie les conditions précédentes.

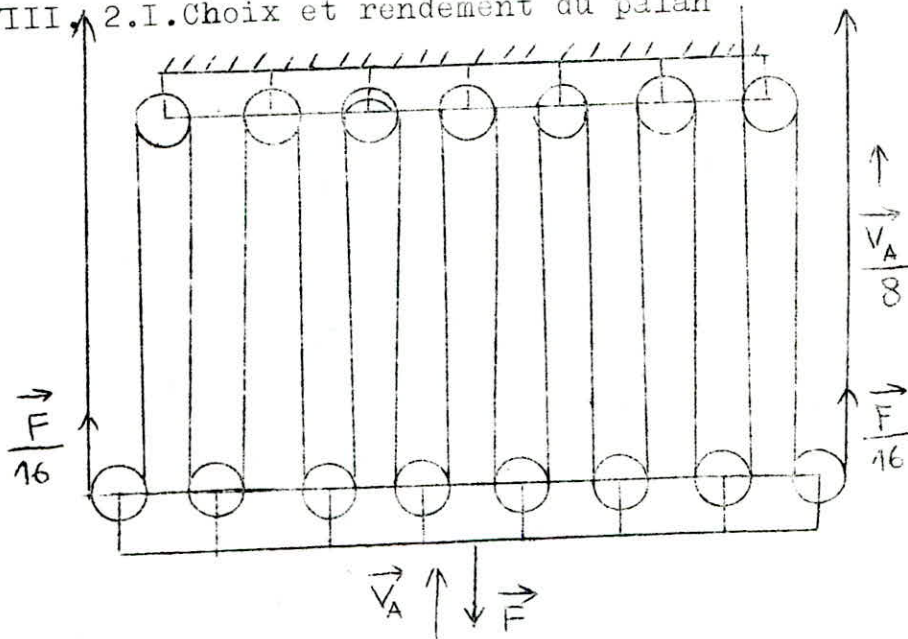
Nous adoptons un palan de multiplicité = 8

$$- a = \frac{V_t}{V_A} = 8$$

$$- \frac{F}{16} = \frac{457,13}{16} = 28,57 < 80 \text{ KN}$$

longueur de câble enroulé sur le tambour $3,05 \cdot 8 = 24,4 \text{ m}$

VIII.2.1. Choix et rendement du palan



. Rendement du palan η_p .

$$\eta_p = \frac{1 - \eta^a}{(1 - \eta) \cdot a} \text{ avec}$$

η : rendement d'une poulie
 $\eta = 0,98$ pour poulies sur roulements
 a : rapport de multiplicité = 8

$$\eta_p = \frac{1 - 0,98^8}{(1 - 0,98)^8} = 0,93$$

VIII.2.2. Effort dans le câble au niveau du tambour.

$$F_t = \frac{457,13}{2 \cdot 8 \cdot 0,93} = 30,72 \text{ [KN]} ; F_t = \frac{F}{Z \cdot a \cdot \eta_p}$$

$$F = 457,13 \text{ KN}$$

$$Z = 2 \text{ palan doublé}$$

$$a = 8$$

$$\eta_p = 0,93$$

VIII.2.3. Vitesse linéaire du câble.

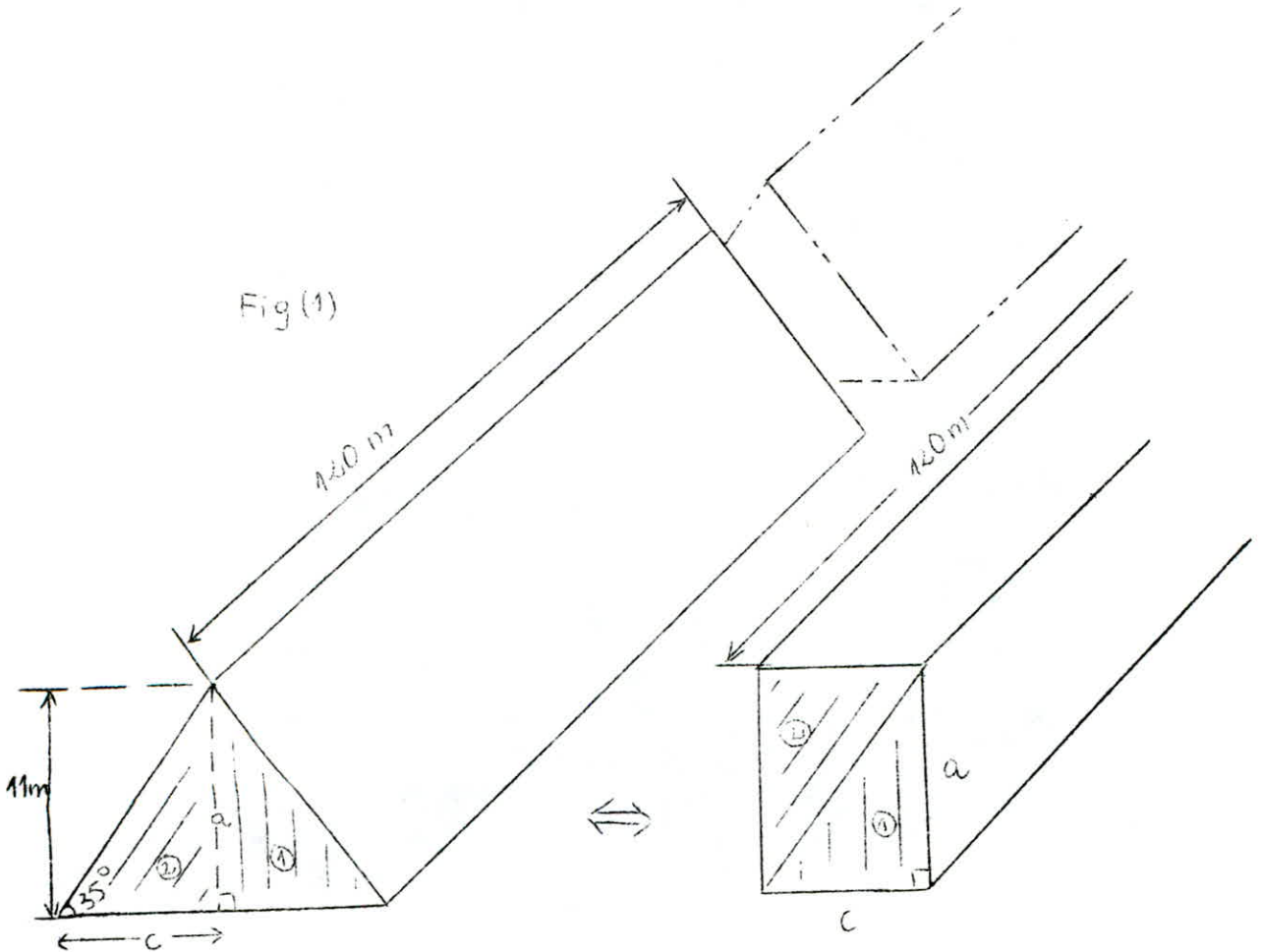
$$V_t = a \cdot V_A$$

Développement de la hauteur du tas.

hauteur maximale du tas $H = 11 \text{ m}$

longueur de stockage $L = 120 \text{ m}$

Nous assimilons la forme géométrique du tas à un prisme Fig(I)



$$\operatorname{tg}35^\circ = \frac{a}{c} \implies c = \frac{a}{\operatorname{tg}35^\circ} = 1,428 a$$

. Le volume

$$v = a \cdot 1,428a \cdot 120 = 171,36 a^2 \implies a = \sqrt{\frac{v}{171,36}}^{\frac{1}{2}}$$

. Temps d'aller $x = v \cdot t_a \implies t_a = \frac{x}{v} = \frac{120}{0,3} = 400 \text{ s}$

temps de retour $x = v \cdot t_r \implies t_r = \frac{120}{0,3} = 400 \text{ s}$

temps d'aller-retour (une fois) $t = t_a + t_r = 800 \text{ s} = 13,33 \text{ min}$

débit transporté $D_{TR} = 1400 \text{ T/h} = 23,333 \text{ T/min}$

débit volumique $D_V = \frac{23,333}{1,5} = 15,5556 \text{ m}^3/\text{min}$

volume pour un aller-retour $v = D_v \cdot t = 15,5556 \cdot 13,333 = 207,4 \text{ m}^3$

première hauteur $a_1 = \sqrt[{\frac{1}{2}}]{\frac{207,4}{171,36}} = 1,1 \text{ m}$

deuxième hauteur :
 $a_2 = \sqrt[{\frac{1}{2}}]{\frac{207,4 \cdot 2}{171,36}} = \sqrt{2} \cdot \sqrt[{\frac{1}{2}}]{\frac{207,4}{171,36}} = a_1 \sqrt{2} = 1,55 \text{ m}$

$a_3 = \dots = \sqrt[{\frac{1}{2}}]{3} \cdot \sqrt[{\frac{1}{2}}]{\dots} = a_1 \sqrt{3} = 1,9 \text{ m}$

$a_4 = \sqrt{4} \cdot a_1 = 2,2 \text{ m}$

$a_5 = \sqrt{5} \cdot a_1 = 2,46 \text{ m}$

$a_6 = \sqrt{6} \cdot a_1 = 2,7 \text{ m}$

$a_7 = \sqrt{7} \cdot a_1 = 2,9 \text{ m}$

$a_8 = \sqrt{8} \cdot a_1 = 3,1 \text{ m}$

$a_9 = \sqrt{9} \cdot a_1 = 3,3 \text{ m}$

$a_{10} = \sqrt{10} \cdot a_1 = 3,48 \text{ m}$

$a_{11} = \sqrt{11} \cdot a_1 = 3,64 \text{ m}$

$a_{12} = \sqrt{12} \cdot a_1 = 3,8 \text{ m}$

$a_{13} = \sqrt{13} \cdot a_1 = 3,97 \text{ m}$

$a_{14} = \sqrt{14} \cdot a_1 = 4,1 \text{ m}$

$a_{15} = \sqrt{15} \cdot a_1 = 4,26 \text{ m}$

$a_{16} = \sqrt{16} \cdot a_1 = 4,4 \text{ m}$

$a_{36} = \sqrt{36} \cdot a_1 = 6,6 \text{ m}$

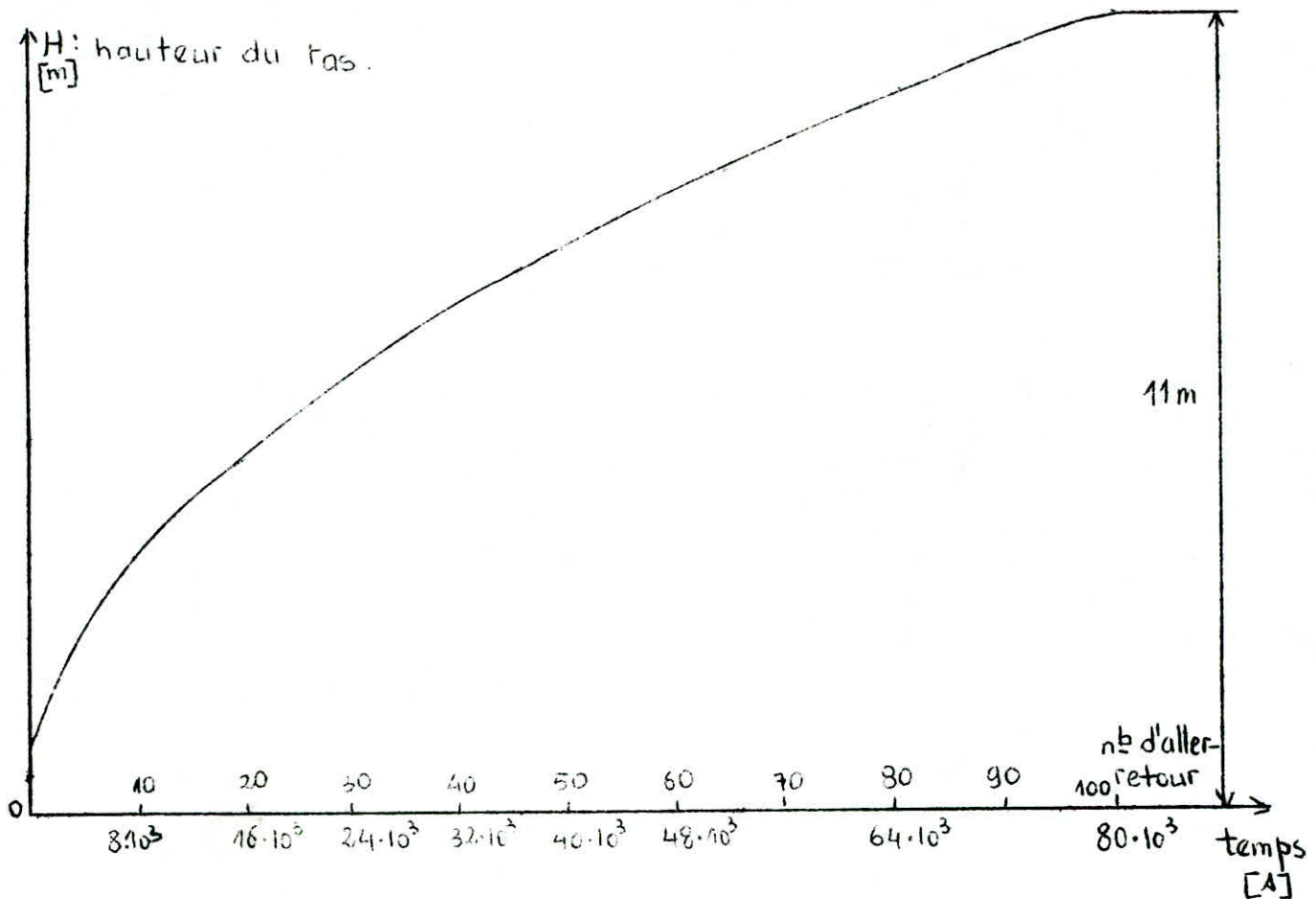
$a_{49} = \sqrt{49} \cdot a_1 = 7,7 \text{ m}$

$a_{64} = \sqrt{64} \cdot a_1 = 8,8 \text{ m}$

$a_{81} = \sqrt{81} \cdot a_1 = 9,9 \text{ m}$

$a_{100} = \sqrt{100} \cdot a_1 = 11 \text{ m}$

Graphe de développement de la hauteur du tas en fonction du nombre d'aller-retours ou du temps.



L'allure de la courbe montre qu'il est pratiquement difficile d'avoir une vitesse de relevage constante et continue permettant de garder le point de jetée à une distance de (0,5 + 2)m du tas cependant, on peut assurer un relevage par étapes dès que l'extrémité de la flèche (point de jetée) approche le tas. Le mécanisme peut être doté d'un dispositif permettant la commande automatique du relevage (voir annexe .7.)

Pour la suite des calculs on adopte une vitesse de déplacement du point A $V_A = 0,75$ m/min

la vitesse tangentielle au tambour : V_t

$$V_t = a \cdot V_A \quad \text{avec } a = 8$$

$$V_t = 8 \cdot 0,75 = 6 \text{ m/min}$$

VIII.2.4. Choix du câble

D'après D.I.N I502 $F_r : \sqrt{KN}$: charge de rupture du câble
 $F_r \gg F_t \cdot K \sqrt{KN}$ d'après le catalogue
 K : coefficient de sécurité d'après le tableau

Régime de fonctionnement	I	II	III	IV
K	5	5,5	6,0	6,0

$F_r \quad 30,72 \cdot 6 = 184,32 \sqrt{KN}$

. D.T.N I502 donne un diamètre de câble de 18,3 mm pour un effort de rupture maximum de 200 \sqrt{KN} et une résistance : 180Kg/mm²
 type Warrington Lay 6 torons de (1+6+6.6) $\phi_{th} = 17,4 \text{ mm}$

VIII.2.5. Choix des profils et des diamètres des tambours et des poulies

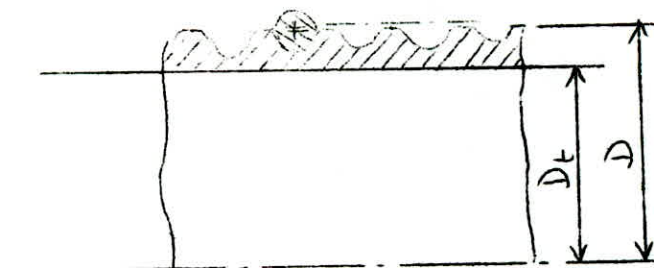
Diamètre du tambour $D_t \quad D_t \gg d(e - 1) \sqrt{m}$
 avec $d \sqrt{m}$: ϕ du câble choisi
 e : coefficient d'après le tableau

Régime de fonctionnement	I	II	III	IV
e	16	18	20	25

$D_t \gg 18,3(20 - 1) = 347,7 \text{ mm}$ on choisit un ϕ normalisé

$D_t = 360 \text{ mm}$

$D = D_t + d = 378,3 \text{ mm}$



Diamètre des poulies de fonctionnement D_{pf}

$D_{pf} = (1 + 1,1) \cdot D_t$

$D_{pf} = 1,1 \cdot D_t = 394 \text{ mm}$

ϕ normalisé 400

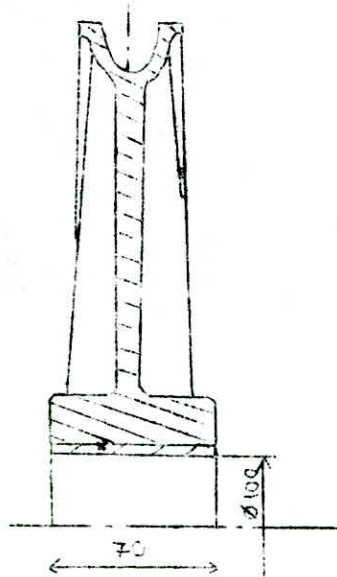
Extrait de D.I.N I5059

pour $\phi_c = 16 + 22 \text{ mm}$

Diamètre de la poulie d'équilibrage D_{pe}

$$D_{pe} = (0,5 \div 0,6) \cdot D_t$$

$$D_{pe} = 0,5 \cdot D_t = 200 \text{ mm}$$



On choisit une poulie normalisée de $D_{pe} = 380 \text{ mm}$

VIII.3. Vitesse de rotation du tambour

$$N_t = \frac{V_t}{D} = \frac{6}{0,4183} = 4,56 \text{ t/min}$$

VIII.4. Choix du moteur

On fait le choix du moteur à la base de la puissance statique

$$P = \frac{F \cdot V_A}{60 \eta} \quad \text{avec} \quad F = 457,13 \text{ KN}$$

$$V_A = 0,75 \text{ m/min}$$

η = rendement global du mécanisme de levage

$$\eta = \eta_p \cdot \eta_R \cdot \eta_a^n \cdot \eta_t$$

palan réduct n. accoup tambour

on adopte $\eta = 0,8$ pour les calculs préliminaires

$$P = \frac{457,13 \cdot 0,75}{60 \cdot 0,8} = 7,14 \text{ Kw}$$

la puissance du moteur P_M est donné sur le catalogue Leroy-Somer

$$P_M = (0,8 + 1) \cdot P \quad P_M = 7,5 \text{ Kw (puissance trouvée)}$$

Moteur frein F.M.T 220 type L.S I60 L triphasé 50 Hz

$$C_d/C_n = 1,6 \quad C_{max}/C_n = 2,1 \quad N_m = 715 \text{ trs/min} \quad C_f = 11 \text{ daNm}$$

frein à émission de courant bobine T_I

$$MD^2 = 0,644 \text{ Kg.m}^2 \quad m = 140 \text{ Kg} \quad = 26 \text{ daNm}$$

bobine T_2

VIII.5. Choix du réducteur.

On recherche dans un catalogue un réducteur à la base de P [Kw] et du rapport de réduction i_R .

$$i_R = \frac{N_m}{N_t} = \frac{715}{4,56} = 156,8 \quad \text{catalogue S.N.Métal donne un rapport de 160 pour le 3T.L.S I250}$$

on corrige la vitesse ou le ϕ du tambour

$$N_t = \frac{715}{160} = 4,47 \text{ t/min} \implies V_t = 5,87 \text{ m/min} \implies V_A = 0,73 \text{ m/min}$$

VIII.6. Choix du frein

On fait le choix du frein à la base du moment de freinage M_f

$$M_f = K_f \cdot M_{sd} \cdot \sqrt{\text{daNm}}$$

avec K_f : coefficient de sécurité au freinage dépendant du régime de fonctionnement d'après le tableau :

Régime de fonctionnement	I	II	III	IV
K_f	1,5	1,75	2,0	2,5

M_{sd} : moment statique en descente réduit au niveau de l'arbre du moteur

$$F = 45 \text{ 713 daN}$$

$$M_{sd} = \frac{F \cdot D}{2 \cdot a \cdot i_R} \cdot \eta = \frac{45 \text{ 713} \cdot 0,4183}{2 \cdot 8 \cdot 160} \cdot 0,8 = 7,47 \text{ daNm}$$

$$\text{d'ou } M_f = 2 \cdot M_{sd} = 2 \cdot 7,47 = 14,9 \text{ daNm}$$

donc nous devons choisir un frein dont M_f 14,9, ce qui correspond au moteur frein F.M.T 220 avec frein à bobine T_2 et dont $M_f = 26 \text{ daNm}$.

VIII.7. Choix de l'accouplement.

On prévoit un accouplement pour la liaison moteur-réducteur, le choix est fait à la base de la puissance statique augmenté d'un coefficient (K) dépendant du régime de fonctionnement et de la charge entraînée, dans notre cas $K = 1,7$

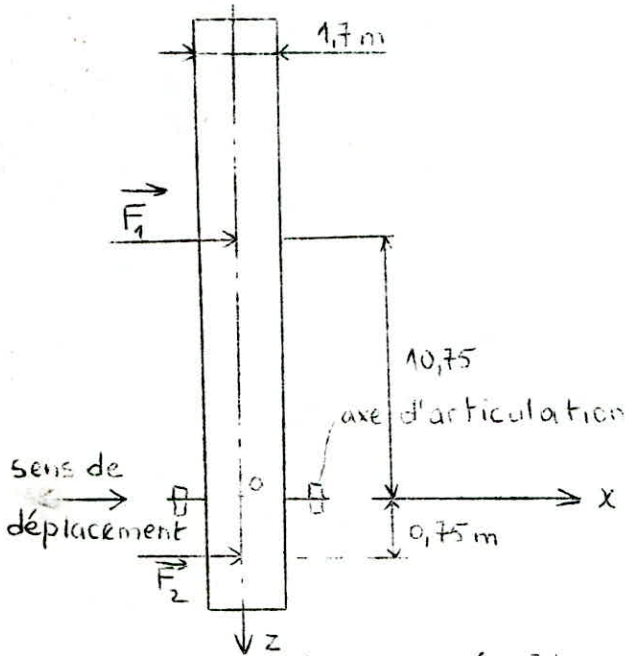
La puissance de selection : $P_s = K \cdot P_M = 2,7,5 = 15 \text{ Kw}$.
sur le catalogue BRAMPTON on retient un accouplement élastique à disque type 647 . 269 de masse 11,3 Kg.

IX. VERIFICATION DE L'AXE D'ARTICULATION

On vérifie l'axe d'articulation dans le cas le plus déformable qui correspond à la position + 18° de la flèche et au freinage de la machine

IX.I. Détermination des efforts

IX.I.I. Effort dynamique dû au freinage F_d .



$$F_1 = m_1 \cdot a$$

$$F_2 = m_2 \cdot a$$

m_1 : masse de l'avant flèche

$$m_1 = 19909 + 700 = 20609 \text{ Kg}$$

m_2 : masse de l'arrière flèche

$$m_2 = 1389 + 750 = 2139 \text{ Kg}$$

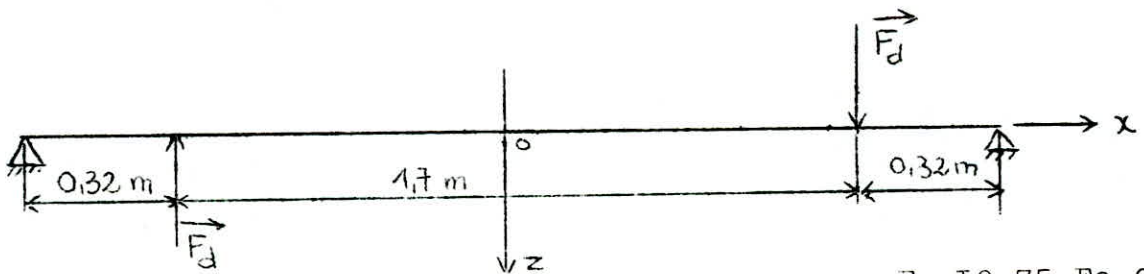
a = décélération lors du freinage

$$a = 0,15 \text{ m/s}^2$$

de ces deux forces, résulte un couple "C" sur l'axe

$$C = F_1 \cdot 10,75 - F_2 \cdot 0,75$$

Ce couple se traduit par deux forces F_d sur l'axe égales en module, situées dans le plan de la flèche $x.o.z$, à une distance de 1,7 m l'une de l'autre correspondant à la liaison flèche-axe

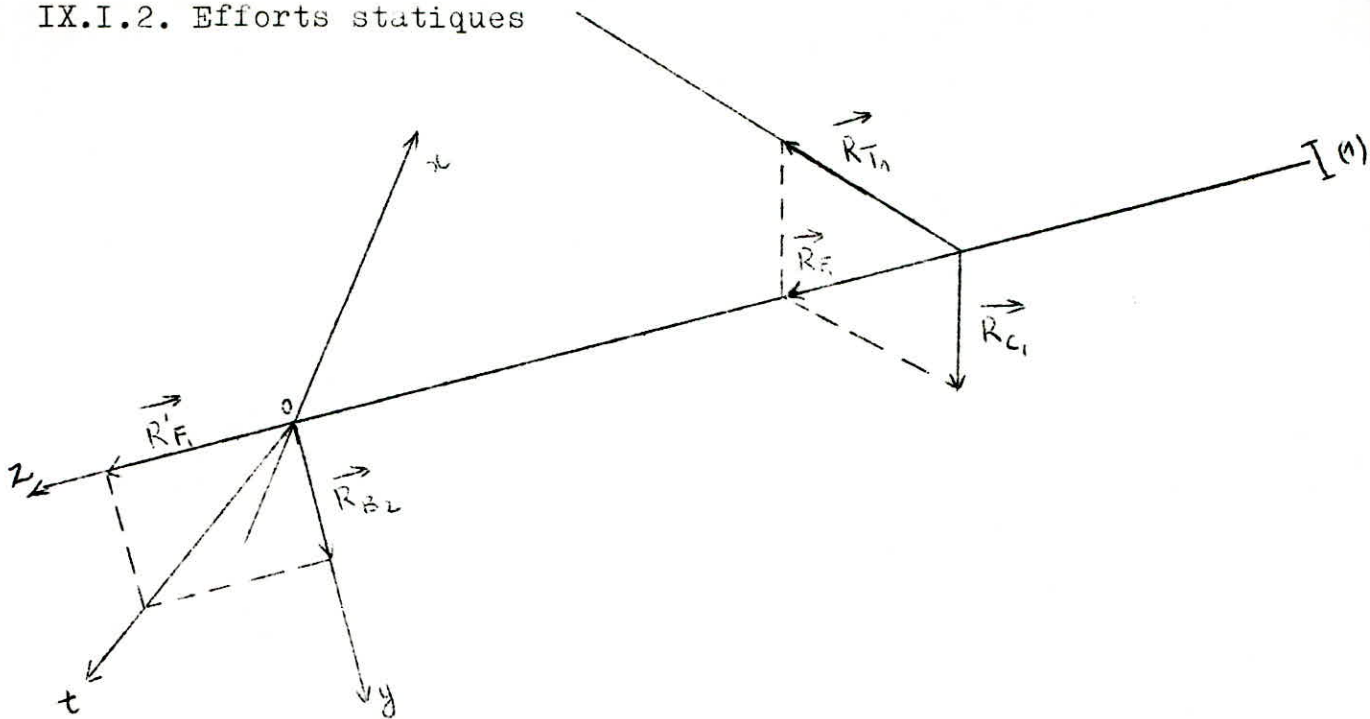


$$C = F_1 \cdot 10,75 - F_2 \cdot 0,75 = 1,700 F_d \implies F_d = \frac{F_1 \cdot 10,75 - F_2 \cdot 0,75}{1,700}$$

$$F_d = \frac{(20609 \cdot 10,75 - 2139 \cdot 0,75) \cdot 0,15}{1,7} = 19407 \text{ N} = \frac{(m_1 \cdot 10,75 - m_2 \cdot 0,75) a}{1,700}$$

$$F_d = 19407 \text{ N}$$

IX.I.2. Efforts statiques

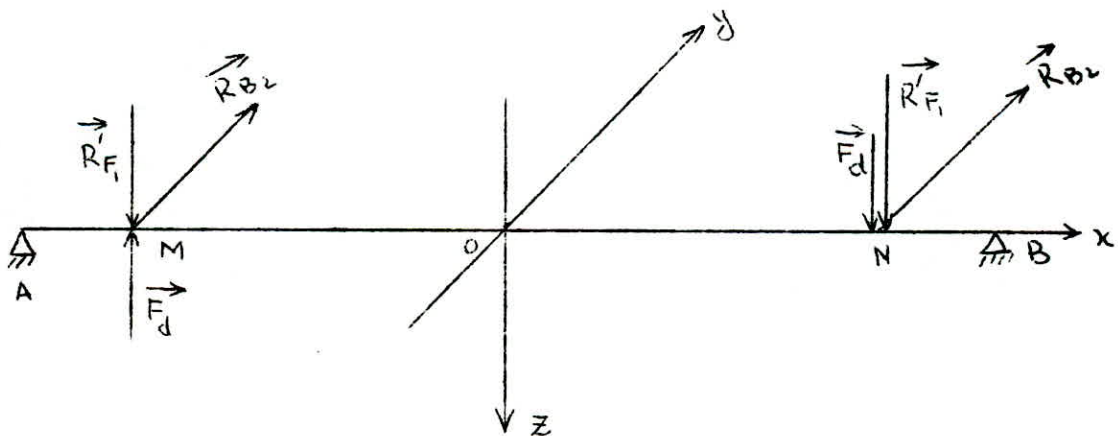


$$R'_{FI} = R_{FI} + R_{B2} \cdot \tan 18^\circ$$

$$R'_{FI} = 124577 + 41427 = 166000 \text{ N}$$

IX.I.3. Combinaison des efforts dynamiqués et statiques.

L'effort dynamique F_d a la même direction que l'effort statique R'_{FI} , la résultante des efforts suivant o.z est donnée par la somme algébrique de ces forces

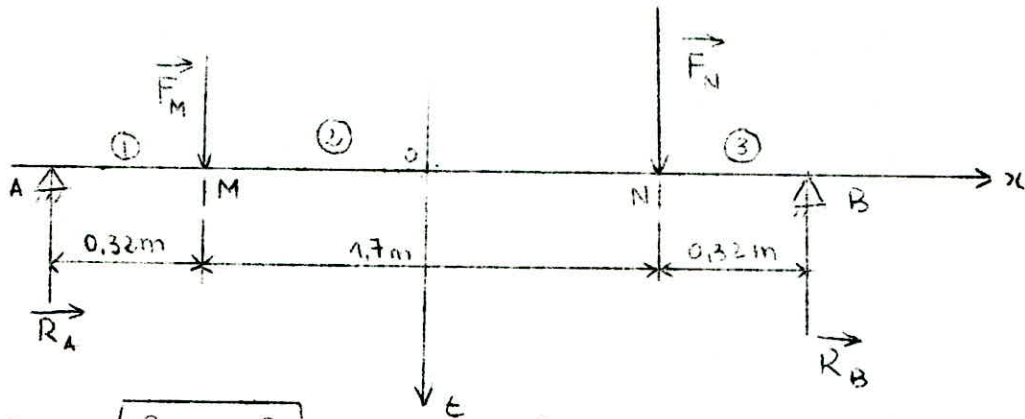


suivant o.z

$$F_{Nz} = R'_{FI} + F_d = 166000 + 19407 = 185407 \text{ N}$$

$$F_{Mz} = R'_{FI} + F_d = 166000 + 19407 = 146593 \text{ N}$$

IX.I.4. Effort résultant sur l'axe.



$$F_N = \sqrt{F_{Nz}^2 + R_{Bz}^2} = (185407)^2 + (41427)^2 = 189980 \text{ N.}$$

$$F_M = \sqrt{F_{Mz}^2 + R_{Bz}^2} = (146593)^2 + (41427)^2 = 152340 \text{ N.}$$

IX.2. Détermination des réactions.

$$\sum F_{\text{ext}} = 0 \longrightarrow F_M + F_N - R_B - R_A = 0$$

$$\sum M/A = 0 \longrightarrow 0,32 \cdot F_M + 2,02 \cdot F_N - 2,34 \cdot R_B = 0$$

$$\implies R_B = \frac{0,32 \cdot F_M + 2,02 \cdot F_N}{2,34} = \frac{0,32 \cdot 152340 + 2,02 \cdot 189980}{2,34}$$

$$= 184\,830 \text{ N.}$$

$$R_A = 152340 + 189980 - 184830 = 157\,489 \text{ N.}$$

IX.3. Moment fléchissant

Zone (1)

$$M_f = R_A \cdot x \text{ en M} \quad M_f = 0,32 \cdot R_A = 0,32 \cdot 157489 = 50394 \text{ N.m}$$

Zone (2)

$$M_f = R_A \cdot x - F_M \cdot (x - 0,32)$$

$$\text{en N } x = 2,02 \quad M_f = 157489 \cdot 2,02 - 152339 \cdot 1,7 = 59152 \text{ N.m}$$

Zone (3)

$$M_f = R_A \cdot x - F_M \cdot (x - 0,32) - F_N \cdot (x - 2,02) \quad x = 2,02 \longrightarrow M_f = 59152 \text{ N.m}$$

$$x = 2,34 \quad M_f = 0$$

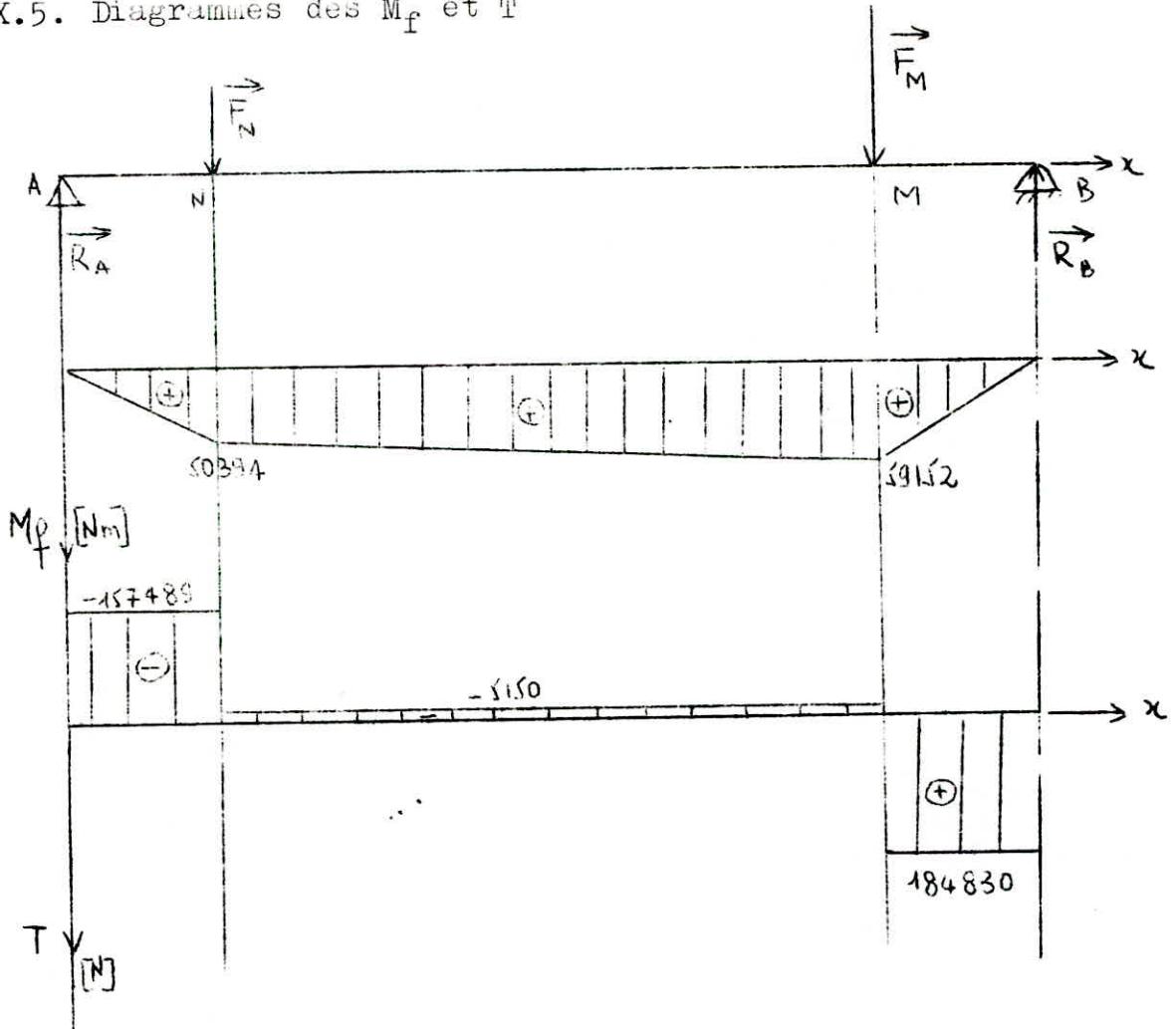
IX.4. Effort tranchant

Zone (1) $\bar{T} = -R_A = -157489 \text{ N.}$

Zone (2) $\bar{T} = -R_A + F_M = -157489 + 152340 = -5150 \text{ N.}$

Zone (3) $\bar{T} = -R_A + F_M + F_N = 184830 \text{ N.}$

IX.5. Diagrammes des M_f et T



IX.6. Calcul de résistance

Le moment flechissant est maximal au point M, $M_{f,max} = 59152 \text{ N}\cdot\text{m}$

la contrainte maximale $\tau_{max} = \frac{M_{f,max}}{(\frac{I}{v})}$ doit être inférieure ou

égale à la contrainte normale d'utilisation τ_a , le module de

flexion doit satisfaire à l'inéquation $\frac{I}{v} \geq \frac{M_{f,max}}{\tau_a}$, on choisit

un axe en tube normalisé en acier A.42.S laminé à chaud dont les contraintes d'utilisation sont :

$$\tau_{a \text{ t,c,f}} = 140 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{a \text{ cis}} = 100 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{a \text{ écr}} = 210 \text{ N/mm}^2$$

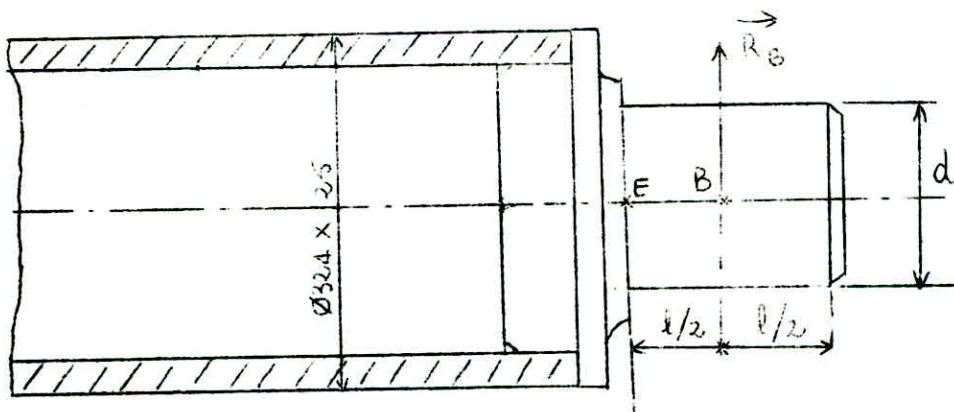
$$\frac{I}{v} = \frac{\pi}{32D} \cdot (D^4 - d^4) \geq \frac{M_{f.\text{max}}}{\tau_{af}}$$

$$\tau_{af} = 140 \text{ N/mm}^2$$

$$\frac{M_{f.\text{max}}}{\tau_{af}} = \frac{59152 \cdot 10^3}{140} = 422514 \text{ mm}^3$$

Un tube ($D = 324 \text{ mm}$ et $d = 305 \text{ mm}$) normalisé (selon Gost) et dont $\frac{I}{v} = \frac{\pi}{32 \cdot 324} \cdot [(324)^4 - (305)^4] = 1631273 \text{ mm}^3$ vérifie

largement la condition précédente



IX.6.I. Condition de résistance

On admet que l'action de l'appui R_B est appliquée au milieu de la portée. En E où se situe la section dangereuse de diamètre d , le moment flechissant est $\frac{R_B \cdot l}{2}$ la contrainte normale maximale

$$\text{est : } \sigma = \frac{M_f}{\left(\frac{\pi}{v}\right)} = \frac{16 \cdot R_B \cdot l}{\pi \cdot d^3}$$

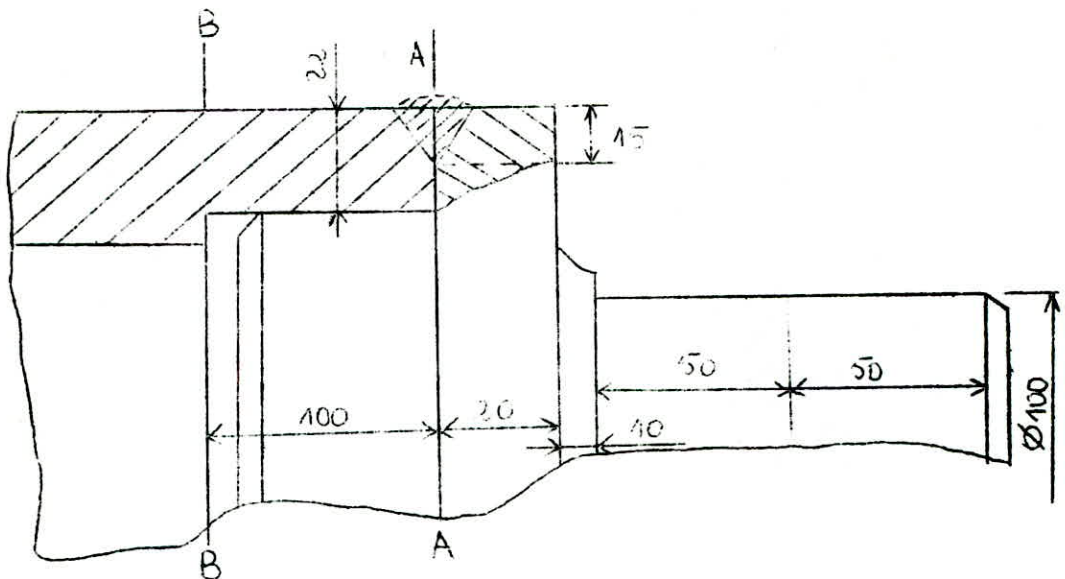
$$R_B = 184\,830 \text{ N.}$$

la condition $\tau \leq \sigma_w$ conduit à $\frac{1}{d^3} \leq \frac{\pi \sigma_w}{16 \cdot R_B}$

on adopte $l = d \rightarrow \frac{I}{d^2} \leq \frac{\pi \cdot 140}{16 \cdot 184830} \Rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 184830}{\pi \cdot 140}}$

$d \geq 82 \text{ mm}$ on adopte $d = l = 100 \text{ mm}$

IX.6.2. Vérification du cordon de soudure.



Moment fléchissant dans la section soudée A.A

$$M M_f = 184830 \cdot (50 + 10 + 20) = 184830 \cdot 80$$

$$M_f = 14786,4 \cdot 10^3 \text{ N.mm} \quad d' = 294$$

$$\frac{I}{v} = \frac{\pi}{32 \cdot D} \cdot (D^4 - d'^4) = \frac{\pi [(324)^4 - (294)^4]}{32 \cdot 324} = 1075322,8 \text{ mm}^3$$

Pour une soudure à l'arc électrique à électrode ordinaire exécutée à main avec qualité moyenne, le coefficient de diminution de résistance est égal à 0,6

$$\tau'_a = \tau_a \cdot 0,6 = 140 \cdot 0,6 = 84 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{donc } \frac{M_f}{\tau'_a} = \frac{14786400}{84} = 176028,5 \text{ mm}^3 \ll 1075322,8 \text{ mm}^3$$

IX.6.3. Vérification au niveau de la restriction de la surface B.B

$$\frac{I}{v} = \frac{\pi \left[(324)^4 - (280)^4 \right]}{32 \cdot 324} = 948244,6 \text{ mm}^3$$

$$\frac{M_f}{\sigma_a} = \frac{184830 \cdot 180}{140} = 237638 \text{ mm}^3$$

$$\frac{I}{v} > \frac{M_f}{\sigma_a}$$

IX.6.4. Vérification du palier à l'écrasement.

Nous considérons la projection de la surface cylindrique sur un plan et l'effort F_B sera uniformément réparti sur cette section.

$$\frac{F_B}{S} = \frac{184830}{\frac{d}{2} \cdot l} = \frac{2 \cdot 184830}{100 \cdot 100} = 36,96 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{a\text{écr}} = 240 \text{ N/mm}^2 \implies \frac{F_B}{S} \ll \sigma_{a\text{écr}}$$

IX.6.5. Vérification de la liaison tube 324.25 avec l'I.P.E 600 à l'écrasement

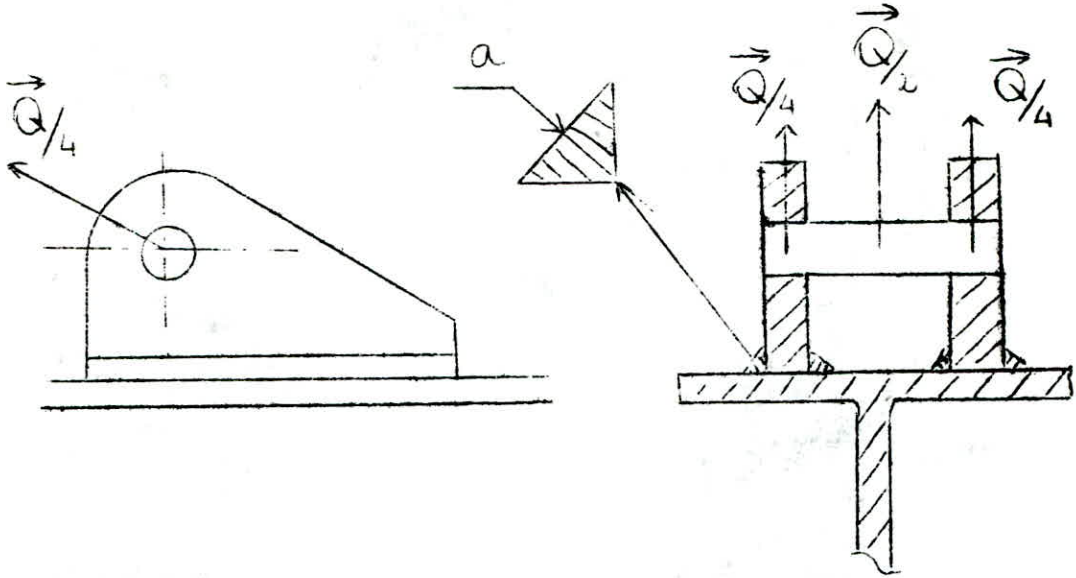
$$\left. \begin{aligned} \frac{F_B}{S} = \frac{184830}{\frac{D \cdot e}{2}} = \frac{184830 \cdot 2}{324 \cdot 12} = 95 \text{ N/mm}^2 \\ 95 < 210 \text{ N/mm}^2 \end{aligned} \right\} \frac{F_B}{S} < \sigma_a$$

D : \emptyset du tube = 324

e : largeur de contact qui correspond à l'épaisseur de l'I.P.E 600 si on ne tient pas compte du supplément ajouté par les cordons de soudure $\cong 12 \text{ mm}$.

X. VERIFICATION DU SUPPORT

X.I. Verification de la soudure, sur une plaque



On fait la vérification en considérant l'effort maximal sur la tige, qui correspond à la position (3). $Q_3 = 331\ 421\ \text{N}$
 La condition de résistance est donnée par :

$$\tau'_a \geq \frac{Q_3}{4S} \quad \text{avec : } \tau'_a = 0,6 \cdot \tau_a \approx 84\ \text{N/mm}^2 \quad (\text{IX.6})$$

S : section minimale sollicitée
 $S = 2.500 \cdot a = 2.500 \cdot 5 = 5\ 000\ \text{mm}^2$

$$\frac{Q_3}{4S} = \frac{331\ 421}{4 \cdot 5\ 000} = 16,54\ \text{N/mm}^2$$

La condition $\tau'_a \gg \frac{Q_3}{4S}$ est largement vérifiée, on peut même exécuter une soudure sans très grandes exigences.

X.2. Diamètre de l'axe.

L'axe étant sollicité au cisaillement, on peut déterminer son diamètre à partir de la condition de résistance :

$$\tau_a \gg \frac{Q_3}{4S} \quad S : \text{section de l'axe}$$

$$\tau_a \gg \frac{Q_3}{\pi \cdot D^2} \quad \text{ou } D \gg \sqrt[3]{\frac{Q_3}{\pi \cdot 6}}$$

avec τ_a : contrainte admissible au cisaillement

$$\tau_a = 100\ \text{N/mm}^2 \quad (\text{XC 38})$$

$$D \gg \sqrt[3]{\frac{331\ 421}{\pi \cdot 100}} = 32,5\ \text{mm}$$

X.3. Diamètre de l'axe sur le triangle

Cette fois la tige est montée en porte-a faux où l'axe est soumis au cisaillement produit par l'effort $Q_3/2$

$$\sigma_a \gg \frac{Q_3}{2S}$$

$$\frac{Q_3}{2S} = \frac{2 \cdot Q_3}{\pi \cdot D^2} \implies D \gg \left[\frac{2 \cdot Q_3}{\pi \cdot \sigma_a} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$D \gg \left[\frac{2 \cdot 331 \cdot 421}{\pi \cdot 100} \right]^{\frac{1}{2}} = 45,9 \text{ mm}^2$$

Pour les deux axes on adopte un diamètre largement supérieur ($D = 80 \text{ mm}$) qui correspond à un embout normalisé SA 80.CS2Z.

- CONCLUSION

L'étude d'une machine de mise au stock, par sa complexité et l'étendue des problèmes qu'elle engendre, demande beaucoup de temps et nécessite la collaboration d'une équipe d'ingénieurs de différentes spécialités.

Le contenu de ce mémoire ne représente que le travail de trois mois. On s'est limité dans notre étude à la détermination des principaux éléments, l'agencement des différentes parties et à des vérifications de résistance de certains d'entre eux.

Le travail mené, en contact avec le bureau d'étude de la S.N.Métal, spécialisé en ce genre d'appareils, nous a été plus que bénéfique. On souhaite que ce projet soit repris, complété, en vue de sa réalisation.

~ ANNEXE 1. ~

Diamètres des tambours conseillés pour les bandes Kléber Colombes

Tension de service Normale en Kgf/cm	Entraînement ou jeté		Contrainte entraînement.		Tension.		Inflexion Tension.		Renvoi		Contrainte Renvoi	
	N	G	N	G	N	G	N	G	N	G	N	G
30	315	315	250	250	315	315	250	250	315	315	250	250
40	400	315	250	250	315	315	315	315	315	315	250	250
50	500	400	315	250	400	315	315	315	315	315	315	250
60	630	500	400	315	500	500	400	400	400	400	315	250
80	630	500	400	315	500	500	400	400	400	400	315	250
100	800	630	500	400	630	500	500	400	500	500	400	315
125 140 160 180	1000	800	500	500	800	630	500	500	630	630	400	400

N: tambour nu , G: avec garnissage caoutchouc

Les diamètres des tambours sont donnés en mm.

NB: Pour des conditions d'emploi particulières , des tambours de diamètres inférieurs à ceux indiqués peuvent être admis

~ ANNEXE.2. ~

Caracteristiques dimensionnelles des tambours: (Norme S.N.S)

Diamètre de l'axe en fonction du type (menant, mené) et diamètre du tambour et de la largeur de bande.

Diamètre de Tambours [mm]	Ø des arbres tambours menés [mm]							Ø des arbres des tambours menants						
	Largeur de bande [mm]							Largeur de bande [mm]						
	400	500	650	800	1000	1200	1400	400	500	650	800	1000	1200	1400
200		40	40	40	40	40	40							
250		40	40	40	40	40	40	40	40	40	40			
315	40	40	40	40	50	50	50	40	40	50	50	50		
400	40	40	40	40	50	50	50	40	50	50	50	65	65	
500		50	50	50	65	65	65	50	50	65	65	65	80	80
630		50	65	65	65	65	80		65	65	80	80	80	100
800				80	80	80	80			80	80	100	100	100
1000					100	100	100				100	125	125	125
1250					125	125	125				125	160	160	160
												160	160	200

Les axes des tambours doivent être vérifiés par les méthodes classiques de la Résistance des matériaux. Ce tableau est donné dans le but de standardisation des axes des tambours sur les différents transporteurs et en faciliter ainsi l'entretien et la réparation

~ ANNEXE.3. ~

Longueurs normalisées des rouleaux supérieurs et inférieurs

forme en auge à trois rouleaux

dimensions en [mm]

Largeur de bande	300	400	500	650	800	1000	1200	1400
Longueur roul. sup.	132	165	200	250	315	380	465	530
Longueur. roul. inf		500	600	750	950	1150	1400	1600
Largeur de bande	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000
longueur roul. sup	600	670	740	800	870	940	1000	1070
Longueur roul. inf	1800	2000	2200					

Espacement des rouleaux supérieurs, en fonction de la largeur de bande et de la densité du matériau transporté.

Densité de la matière.	Largeur de bande						
	≤ 500	600	800	900	1000	1200	1500
0,8	1,5m	1,4m	1,3m	1,2m	1,1m	1,1m	1,1m.
1,2	1,4	1,3	1,2	1,2	1,1	1,1	1
1,6	1,3	1,2	1,2	1,1	1	1	0,9
2,4	1,2	1,2	1,1	0,9	0,9	0,9	0,8

~ ANNEXE. 4. ~

Valeurs des poids des masses en rotation par :

- station supérieure à 3 rouleaux en auge B : [kgf]
- par rouleau inférieur A : [kgf]

Ces valeurs sont conformes aux nouvelles normes sur les rouleaux

Largeur de bande en [mm]	Diamètres des rouleaux en [mm]															
	A: Poids des M.T. roul. inf.								B: Poids des M.T. des 3 roul. Sup.							
	51		70		89		108		133		159		191		216	
	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B
300	1,6	2,4	2,7	4,1												
400	1,9	2,7	3,2	4,6												
500	2,2	3	3,7	5,1												
650			4,4	5,8	6,5	9,1										
800			5,4	6,8	7,8	10,4	11,4	16,0								
1000					9,1	11,7	13,3	17,9	17,5	23,5						
1200							15,7	20,3	20,7	26,7	28,3	36,9				
1400									23,2	29,2	31,7	40,3				
1600									25,8	31,8	35,2	43,8				
1800											38,7	47,2	55,5	70,5		
2000											42,2	50,8	60,3	75,3		
2200													65,1	80,1	84,7	104,7
2400													69,9	84,9	90,9	110,9
2600													70,8	88,9	97,1	117,1
2800													79,5	94,5	103,3	123,3
3000													84,3	99,3	109,5	129,5

Source : Catalogue du constructeur de bandes allemand
PHOENIX

~ ANNEXE.5. ~

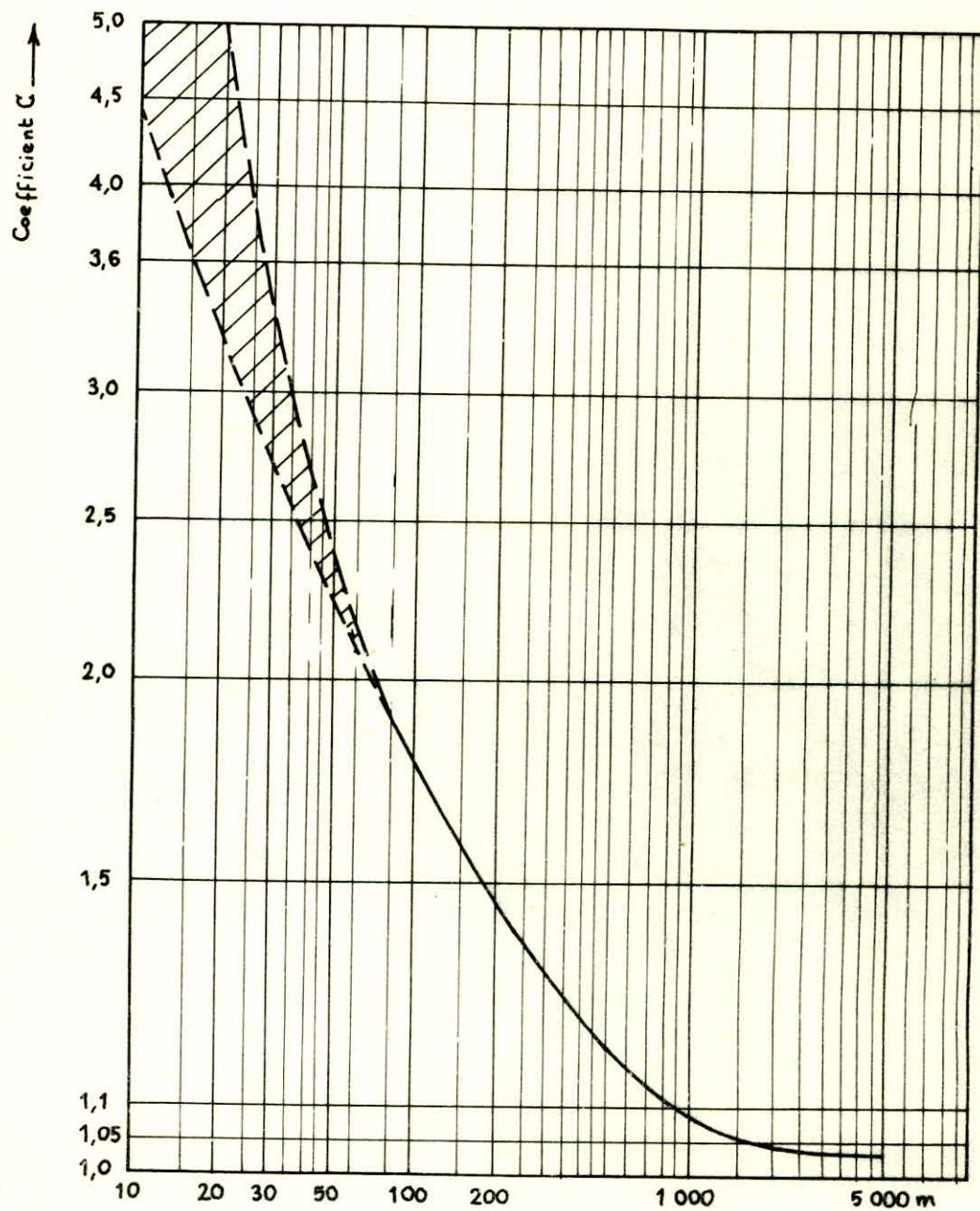
Coefficient de frottement μ entre tambour d'entraînement et bande en Caoutchouc

Garniture du tambour	Jante nue lisse	Avec rainures en chevron en caoutch.	Avec rainures en chevron en polyéthane
Condition de fonctionnement			
fonctionnement en milieu Sec.	0,35 à 0,4	0,4 à 0,45	0,35 à 0,4
fonct. en milieu humide propre	0,1	0,35	0,35
fonct. en milieu humide par glaise ou argile	0,05 à 0,1	0,25 à 0,3	0,2

Source I.S.O 5048. 1979 (F).

~ ANNEXE . 6 ~

Coefficient C en fonction de L.



Entraxes (Longueur de transport) L. du transporteur à Bande

Source: I.S.O. 5048 . 1979 . (F).

DISPOSITIF DE COMMANDE AUTOMATIQUE

La commande automatique du mécanisme de relevage de la flèche peut être assurée par un détecteur de niveau capacitif compact.

Le détecteur capacitif est installé à l'extrémité du convoyeur flèche (point de jetée) et forme avec la charpente ou contre électrode un condensateur. La capacité de ce condensateur varie en fonction de la constante diélectrique du produit à détecter.

En l'absence de produit, le diélectrique est constitué par l'air ($\epsilon = 1$); lorsque le produit atteint l'électrode, la constante diélectrique fait varier la capacité du condensateur ($\epsilon > 1$).

Cette variation traitée par l'ensemble électronique permet d'actionner un relais de sortie. Les contacts de ce relais peuvent être reliés à des appareils électriques auxiliaires, permettant ainsi la mise en marche ou l'arrêt du mécanisme de relevage.

Présentation :

On distingue deux types de détecteurs capacitifs compacts :

- D.C.C.avec électrode rigide
- D.C.R.C.(reglable)..avec électrode câble.

Conception :

- Un boîtier robuste et étanche assure la protection efficace de l'ensemble de préamplification et de traitement électronique, comportant le potentiomètre de réglage de seuil de la temporisation ajustable de (0,5 ÷ 30 s).
- Une électrode rigide ou câble en acier inoxydable montée sur manchon isolant P.T.F.E.

Caractéristique :

Conception.....	compacte
Boîtier.....	alliage de AL.moulé
Fixation.....	raccord 1", 1/4 Gaz
Électrode D.C.C. (5).....	tige inox \varnothing 16 mm
D.C.R.C. (6).....	câble inox \varnothing 5 mm + contre poids
Montage D.C.C.;;;.....	vertical ou oblique
D.C.R.C.....	vertical
Masse D.C.C.....	2,5 Kg
D.C.R.C.....	4 Kg.

BIBLIOGRAPHIE

- /1/ P.BIAGGI. Les convoyeurs à courroies caoutchoutées
DLINOB. Ed. 1958.
- /2/ F.BERNARD. Element de construction à l'usage de
l'ingenieur
Ed. 1965.
- /3/ C.NACHTERGAL. Aide mémoire de résistance des
matériaux
Ed. 1966.
- /4/ I.S.O. 5048. (F). 1979
- Engins de manutention continue
- Transporteurs à courroie muni de rouleaux
porteurs
- /5/ I.S.O. 5049. (F). 1981.
- Regles pour le calcul des charpentes
métalliques.
- /6/ Guide d'élaboration de projets d'appareils de levage
Docteur ingénieur I.KOLAROV
Edition technique Sofia. 1978
- /7/ Caoutchouc Manufacturé et plastiques fournisseur
de bandes KLEBER.C.
- /8/ R.BAUS. W.CHAPEAU.
Application du soudage aux
constructions.
Ed. Eyrolles 1979.
- /9/ MIROLIOUBOV. Problèmes de résistance des matériaux 1977

BIBLIOTHEQUES ET REVUES.

- S.K.F. Paliers en acier moulé D.M. 10037.
- S.K.F. ROTULES Lisses D.d. 5890. oct. 1974
- MATERIELS SOCADEI.
ensembles manutention
- capteurs de niveaux
- Réducteurs à engrenages hélicoïdaux.
Technique Pouille. S.N.Métal.
- Moteurs électriques.
A.S.E.A.
- Moteurs freins
Leroy SOMER.

