

11/80

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
CENTRE DE RECHERCHES SCIENTIFIQUES

UNIVERSITE
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
DEPARTEMENT MECANIQUE

اسم الكتاب
المؤلف

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

ETUDE D'UN VARIATEUR
DE VITESSE A CHAINE

5 PLANS

Proposé et Suivi par M. :
E. GANYXIAN

Etudié par :
M. MAKHLOUFI

.....

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

U. S. T. A.

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ÉTUDES

ETUDE D'UN VARIATEUR DE VITESSE A CHAINE

Proposé et Suivi par Mr :

E. GANTCHEV

Etudié par :

M. MAKHLOUFI

JANVIER 1980

من كتاب الله العزيز الحكيم

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

”وَمَا أُوتِيتُمْ مِنَ الْعِلْمِ إِلَّا قَلِيلًا“

«صدق الله العظيم»

”وَقُلْ رَبِّيَ عَلِيمٌ“

«صدق الله العظيم»

REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier vivement Monsieur GANTCHEV professeur à l'école nationale polytechnique d'Alger, de m'avoir suivi dans mon travail et pour ses conseils qui m'ont été d'une grande utilité. Qu'il trouve ici ma profonde reconnaissance.

Je tiens également à remercier tous les professeurs qui ont contribué à ma formation.

Je n'oublie pas de remercier mes frères de m'avoir aidé dans mon travail.

TABLE DES MATIÈRES.

Introduction .

1. transmission de mouvement circulaire.

2. Variateurs de vitesse.

2.1. Généralités

2.2. Facteurs intervenants dans le choix d'un type de variation .

3. Classification des variateurs de vitesse.

3.1. Variateurs hydrauliques.

3.2. Variateurs électriques et électroniques.

3.3. Variateurs mécaniques.

Chap. I: Description du variateur de vitesse.

Chap. II: Calcul du réducteur planétaire.

II.1 Calcul préliminaire.

II.1.1. Schéma de disposition des groupes du système.

II.1.2. Réducteur.

II.1.3. Variateurs par chaîne.

II.1.4. Electro-moteur.

II.2. Calcul du réducteur planétaire

II.2.1. Schéma cinématique du réducteur.

II.2.2. Calcul cinématique, recherche du rapport de transmission du réducteur.

II.2.3. Calcul définitif des rendements des étages et rendement total de réduction.

II.2.3.1 Calcul du rendement du train épicycloïdal.

14

15

16

II.2.3.2 Rendement de l'engrenage simple.	17
II.2.3.3 Rendement total des engrenages (de réduction.)	
II.2.4 Calcul définitif des puissances.	
II.2.5 Détermination du nombre de dents.	
II.2.6 Conditions de composition.	18
II.2.7 Calcul des dentures des engrenages.	21
II.2.7.1 Calcul à la rupture	
II.2.7.2 Calcul des dentures à la pression superficielle.	26
II.2.7.3 Détermination des dimensions principales des engrenages.	
II.3. Calcul dynamique :	29
II.4. Calcul des axes des satellites.	
II.5. Calcul des roulements des satellites.	30
II.6. Calcul des roulements du porte-satellites.	31
II.6.1 Couples sur satellites	
II.6.2 Effort radial sur le porte-satellites.	
II.6.3 Choix des roulements.	32
II.7. Calcul de l'axe (35) au cisaillement	
II.8. Calcul du bout d'arbre (14) d'entrée au réducteur	
II.9. Vérification des cannelures de l'arbre d'entrée au réducteur.	33
II.10. Vérification de la douille d'accouplement (15)	
II.11. Calcul de l'arbre de sortie (26)	34
II.12. Vérification des cannelures du porte-satellites.	35
<u>Chap III</u> : Calcul de l'engrenage simple.	36
III.1. Détermination de nombre de dents.	
III.2. Calcul des dentures à la rupture.	

III.3. Calcul des dentures à la pression superficielle .	39
III.4. Calcul dynamique .	
<u>Chap IV</u> Calcul de la transmission par chaîne .	42
IV.1. Dimensionnement de la chaîne et poulie.	
IV.1.1 Pas du chaînon .	
IV.1.2 Hauteur d'une lamelle .	
IV.1.3 Hauteur des dentures des poulies .	43
IV.1.4 Angle d'inclinaison des poulies .	
IV.1.5 Epaisseur d'une lamelle .	
IV.1.6 Calcul du rayon minimum d'enroulement de la chaîne sur les poulies .	
IV.1.7 Calcul de la longueur des lamelles .	44
IV.1.8 Calcul du nombre total de chaînons .	45
IV.1.9 Calcul de la longueur de la chaîne .	46
IV.2. Calcul de résistance de la chaîne .	
IV.2.1 Calcul des lamelles à la flexion .	
IV.2.2. Calcul des lamelles à la pression superficielle	48
IV.2.3 Calcul des chaînons	49
IV.2.3.1 Calcul d'un chaînon à la traction .	
IV.2.3.2 Calcul d'un chaînon au cisaillement .	50
IV.2.4 Calcul au cisaillement des axes d'articulation des chaînons .	
IV.2.5 Calcul des bagues des axes d'articulation à la pression diamétrale .	51
IV.3. Calcul des arbres des poulies .	
IV.3.1 Calcul des actions des flasques sur l'arbre d'entrée .(56)	
IV.3.2 Calcul des réactions de l'arbre d'entrée	53
IV.3.3 Calcul des moments fléchissants de l'arbre d'entrée	53

IV.3.4	Calcul du diamètre de l'arbre d'entrée.	56
IV.4.	Calcul des roulements des arbres des poulies.	
IV.5.	Calcul des butées des demi-poulies	57
IV.6.	Vérification à la résistance des clavettes.	
IV.6.1	Vérification de la clavette (50) de la roue (49).	
IV.6.2	Vérification des clavettes (36).	58
IV.7	Vérification à la résistance du ressort du tendeur de chaîne.	59
IV.8.	Calcul du mécanisme de réglage de la vitesse de sortie.	60
IV.8.1	Calcul de la puissance du servo-moteur.	
IV.8.1.1	Calcul du nombre de tours de la vis de réglage (4)	
IV.8.1.2	Calcul du rendement de la vis de réglage (4)	61
IV.8.1.3	Calcul de la charge axiale sur la vis de réglage (4)	
IV.8.1.4	Calcul de la vitesse linéaire de l'écrou (61) sur la vis (4)	63
IV.8.1.5	Calcul de la puissance utile au déplacement des écrous (61)	
IV.8.1.6	Calcul du rendement de l'engrenage roue-vis sans fin.	
IV.8.2	Calcul du réducteur roue-vis sans fin.	64
IV.8.2.1	Calcul des dimensions.	
IV.8.2.2	Etude dynamique.	65
IV.8.2.3	Calcul des roulements sur les paliers de l'arbre de la vis sans fins.	67
IV.8.2.4	Justification du module $m_x = 1,5 \text{ mm}$.	68
IV.8.2.5	Vérification du palier lisse de la vis (4)	
IV.8.3.	Vérification de la vis (4) à la pression superficielle.	
IV.8.4.	Vérification à la pression superficielle des leviers (56)	69
Conclusion.		70

PRESENTATION DU SUJET

Mon travail consiste à étudier un variateur de vitesse dont les données de base sont les suivantes :

1. Puissance $N = 15 \text{ kw}$
2. Etendue $D = 4$
3. Vitesse minimale de l'arbre récepteur $N_{\text{zmin}} = 1 \text{ rcd/s}$.
4. Le variateur est composé d'un train avec un rapport de transmission continuellement variable et un réducteur planétaire, réunis dans un bâti.

Le train est animé d'un moteur asynchrone, lié à l'aide de flasques directement au bâti. La commande du variateur est assurée par un servo-moteur.

INTRODUCTION

1. Transmissions de mouvement circulaire

Les organes de transmission du mouvement circulaire les plus répandus sont :

- Les réducteurs
- Les boîtes de vitesse
- Les variateurs de vitesse.

Les réducteurs permettent de transformer une vitesse de rotation N constante en une vitesse N' également constante :

- si $N' < N$ l'organe est appelé réducteur de vitesse.
- si $N' > N$ l'organe est appelé multiplicateur de vitesse.

Les boîtes de vitesses permettent de transformer une vitesse de rotation N constante en plusieurs vitesses prédéterminées N' , N'' , N''' etc... également constantes.

Les variateurs de vitesses permettent de transformer une vitesse de rotation N constante en une vitesse de rotation pouvant varier d'une façon continue, nécessaire dans certaines industries (filatures, papeterie, métallurgie, industries chimiques etc...) qui exigent des réglages fréquents et précis de la vitesse. Ils sont employés en particulier dans la commande des machines outils :

- pour permettre l'utilisation de la vitesse de coupe correspondant aux exigences technologiques.

- pour obtenir la modification de cette vitesse qui peut être imposée par la variation d'un facteur, par exemple : la variation de la vitesse de rotation en fonction du diamètre de la pièce pour conserver une valeur constante de la vitesse de coupe.

On pourra changer le rapport de transmission pendant la marche.

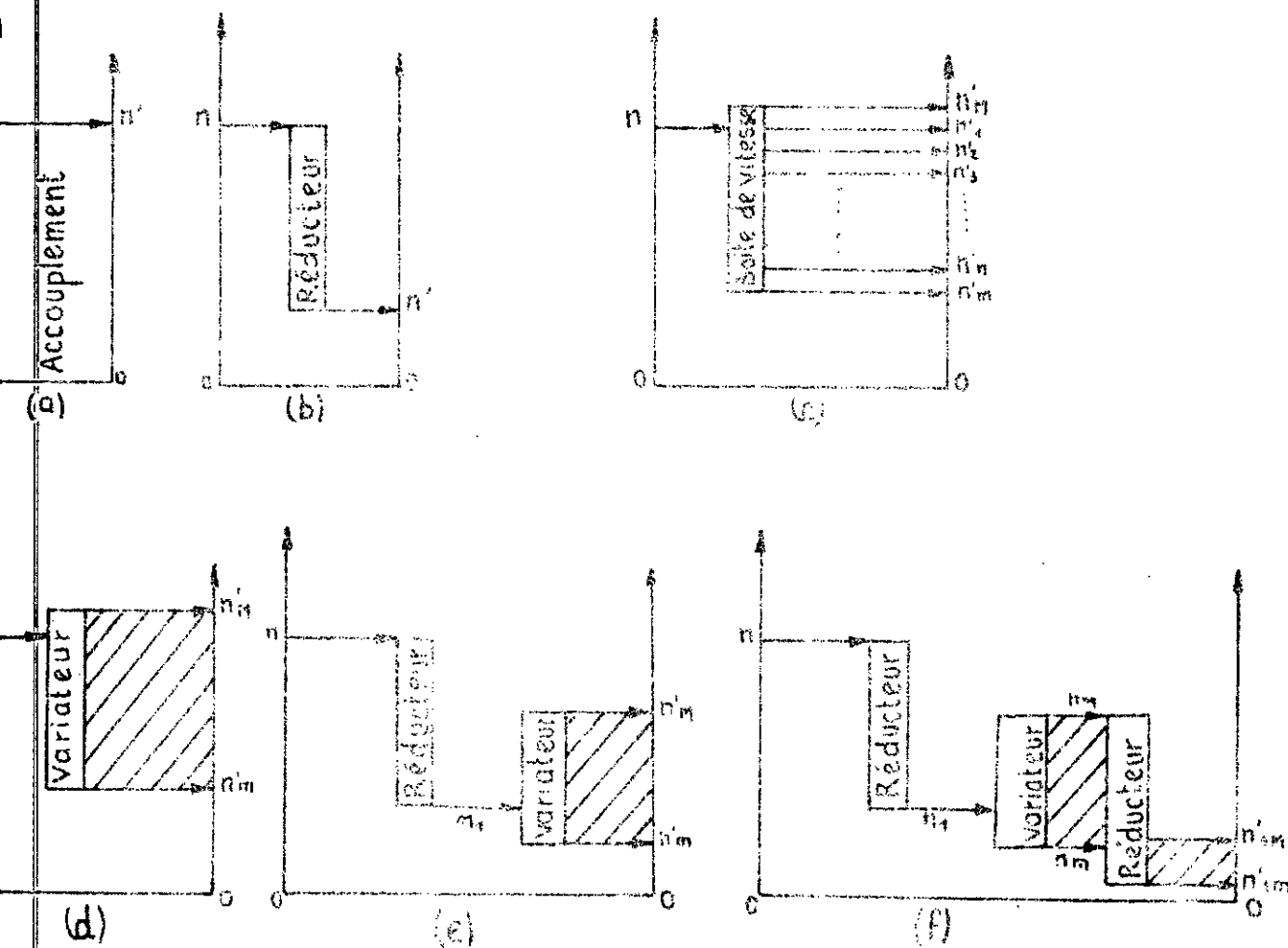
La plupart des machines matrices ont une vitesse de régime sensiblement constante correspondant à un rendement optimum, or les organes exécutifs des machines réceptrices doivent, le plus souvent, être animés de vitesses variables suivant les travaux à effectuer.

Par exemple la vitesse de rotation d'une broche de tour doit varier de façon à ce que, quelque soit le diamètre de tournage, la vitesse de coupe optimum fonction du matériau usiné et du genre d'outils utilisés.

Il se peut également que la machine motrice ne puisse faire prendre immédiatement à la machine réceptrice sa vitesse optimum; c'est le cas de l'automobile.

Il est donc souvent nécessaire d'intercaler entre la machine motrice et la machine réceptrice des mécanismes capables d'augmenter ou de diminuer la vitesse de manière à fournir une gamme de vitesses suffisamment étendue pour couvrir les différentes vitesses de travail de la machine réceptrice.

Les schémas ci-dessous indiquent le mode de variation de vitesse pour les différents mécanismes.



n l/mn : vitesse du moteur.
 n' l/mn : vitesse du récepteur.

Ces différentes figures représentent les différents cas de transformation de la vitesse.

- a) accouplement direct donne $n_{\text{moteur}} = n_{\text{récepteur}}$
- b) réducteur de vitesse : donne $n_{\text{récepteur}} < n_{\text{moteur}}$
- c) boîte de vitesses : donne une gamme de vitesses
- d) variateur de vitesse : donne une étendue de vitesses comprises entre 2 limites optimum.
- e) réducteur et variateur de vitesses : donne une étendue de vitesses.
- f) réducteur, variateur, réducteur : donne une étendue de vitesses.

2. Variateurs de vitesses :

2.1. Généralités :

Les variateurs de vitesses sont des mécanismes qui convertissent une vitesse primaire constante en vitesse continuellement variable sur une étendue donnée.

Le rapport entre la vitesse de sortie maximale et la vitesse de sortie minimale est généralement limité $\left(\frac{\omega_{s, \max}}{\omega_{s, \min}}\right)_{\omega_{c} = c_{te}} = D$ dite marge de réglage ou étendue.

Ces valeurs extrêmes de la vitesse de rotation et la plage sur laquelle varie le rapport de transmission, sont les caractéristiques de l'appareil.

Pour chaque genre de travail, il existe une vitesse optimum qui est la vitesse la plus élevée permise simultanément par la construction de la machine, la nature des outils, le matériau mis en œuvre et la finition désirée.

C'est la vitesse qui assure la meilleure productivité.

Un point important dans le fonctionnement de certaines machines à grande inertie est la question de démarrage. Le variateur de vitesse permet d'amener progressivement et de façon continue la vitesse de la machine à sa vitesse idéale d'utilisation. Indépendamment des qualités que doit présenter tout organe de transmission, le variateur de vitesse doit répondre aux exigences particulières suivantes :

- étendue de vitesse large
- simplicité de la commande

- rapidité de la variation
- stabilité de la vitesse en fonction de la charge

2.2: Facteurs intervenants dans le choix d'un type de variateur

2.2.1 l'étendue de vitesse sur laquelle doit porter la variation:

Il est recommandé en principe de choisir le modèle qui fournit l'étendue minimale compatible avec les exigences du travail de la machine car la dépense à l'achat comme à l'entretien sera d'autant plus élevée que l'étendue de vitesses fournie est plus grande.

2.2.2 La capacité de transmission de la puissance et du couple.

a) couple constant sur l'arbre de sortie du variateur sur toute l'étendue de réglage; c'est le cas de l'avance sur machine, outil compresseur volumétrique.

b) Puissance constante sur toute l'étendue de l'échelle des vitesses.

par exemple: brèche de machine, outils

c) couple variant suivant une fonction exponentielle de la vitesse

par exemple: ventilateur

2.2.3 L'inertie des masses en mouvement:

A cette notion sont liés le couple et le temps d'accélération et de freinage.

2.2.4 Les conditions de service:

Elles sont caractérisées par la continuité ou l'intermittence de fonctionnement, la fréquence des démarrages et des arrêts, la fréquence de l'ampleur des variations de charge, des chocs et des surcharges, l'inversion du sens de marche.

2.2.5 La méthode de réglage de la vitesse:

La commande peut être manuelle, semi-automatique ou automatique.

2.2.6 Les facteurs ambiants:

Ils comprennent: poussière, fumée, humidité, atmosphère corrosive, température etc...

Les vibrations et chocs, les qualités de silence du variateur désiré.

2.2.7 Les caractéristiques inhérents à la construction et au fonctio-

nnement des variateurs sont:

Le rendement, l'encombrement et le poids, durée de service, situation du variateur

précision du réglage de la vitesse, variation de la vitesse en fonction de la charge.

2.2.8: La rentabilité:

La rentabilité correspond au coût de l'achat et de l'installation et au coût de l'entretien.

3. Classification des variateurs de vitesses:

On distingue les 3 types suivants:

- Variateurs hydrauliques
- Variateurs électriques et électroniques
- Variateurs mécaniques.

3.1: Variateurs hydrauliques:

Les variateurs hydrauliques sont composés d'un moteur hydraulique et d'une pompe hydraulique à débit variable. La caractéristique de fonctionnement peut être:

- à couple constant par variation du débit de la pompe.
- à puissance constante par variation de la position du rotor du moteur hydraulique par rapport à celle du stator.
- mixte: par la combinaison des 2 effets.

Avantages et inconvénients:

- Ils permettent une grande souplesse de réglage, les organes de commande sont relativement peu encombrants et peuvent être rendus extrêmement légers.
- mais le coût d'achat et d'implantation élevé, les fuites sont possibles, le rendement du système est moyen.

Gamme de puissances: les variateurs hydrauliques conviennent pour des puissances comprises entre 10 et 200 kw.

3.2: Variateurs électriques et électroniques:

On peut les classer en fonction du type de moteur qu'ils mettent en

œuvre:

- Variateurs utilisant des moteurs asynchrones à rotor en court-circuit: variation de polarité, de fréquence ou modification des conditions d'alimentation statorique.
- Variateurs utilisant des moteurs asynchrones à rotor bobiné: variation de vitesse rotorique ou récupération de l'énergie rotorique.

- Variateurs utilisant des machines électriques très spéciales : systèmes Schrage ou système Schwablin

- Variateur utilisant les systèmes à courant continu : alimentation par convertisseur tournant (Ward Léonard) ou alimentation par convertisseur statique.

Avantages : Ils offrent de multiples possibilités, ils ont une grande souplesse d'emploi. La gamme de variation peut être importante.

Inconvénients : Ils sont d'un coût d'achat et d'implantation élevés.

Ils ont un rendement un rendement faible pour les petites puissances mais ils conviennent pour des puissances élevées où le rendement est très bon.

Gamme de puissances :

Ils existe des modèles pour toutes les puissances

3.3 : Variateurs mécaniques :

3.3.1 : Classification :

On distingue les types suivants :

- Variateurs à poulies extensibles utilisant des liaisons flexibles :

- courroies trapézoïdales « standard » ou « large »

- courroies composites

- courroies métalliques articulées (chaînes)

- Variateurs de vitesse « métal sur métal »

- Variateurs à transmissions à impulsions.

3.3.2 : Variateurs à transmission par éléments flexibles :

Le réglage de la vitesse est obtenu en faisant varier (les dimensions) le rapport des diamètres des poulies rendues solidaires, par exemple par courroie trapézoïdale.

Les très nombreuses variantes peuvent entrer dans 3 groupes :

- Les transmissions à une poulie ajustable entraîne une poulie fixe.

- Les transmissions à un arbre de renvoi

- Les transmissions où les 2 poulies sont à pas variable.

3.3.3 Variateurs à transmission par friction avec ou sans éléments intermédiaires

La rotation est transmise d'un organe métallique à un autre organe métallique par le frottement engendré sur une ligne ou un point de contact. La variation de vitesse est obtenue en modifiant la position ou la ligne de contact par rapport au centre de rotation des organes moteurs et récepteurs. On peut distinguer les variateurs à transmission à friction avec un seul organe métallique et les variateurs à transmission à friction tout métal.

3.3.4. Variateurs à transmission à impulsions.

La puissance est transmise uniquement par action directe. L'organe essentiel de ces variateurs est un mécanisme à course variable qui agit sur des embrayages à sens unique. Ces variateurs permettent de fournir des rapports élevés.

3.3.5. Avantages

Ils sont d'un coût d'achat et d'implantation réduits, ils permettent surtout des transmissions à couple constant. Les variateurs de vitesses mécaniques donnent des puissances de l'ordre de quelques Watts jusqu'à 250 Kw avec un rendement maximum de 0,92. L'utilisation vaste de ces variateurs, plusieurs firmes les produisent telles que :

KOPP, UNICUM, P.I.V., NICOLLE, MOTOBÉCANE, POWEX, LA SELLE MOTEUR etc...

CHAPITRE I

DÉSCRIPTION DU VARIATEUR DE VITESSE.

Le système d'entraînement, à vitesse variable de l'arbre de sortie, est composé comme un moto-vario-réducteur.

Cette composition nous assure une diminution de l'encombrement, de poids et du prix de revient car les jonctions sont effectuées sans éléments intermédiaires.

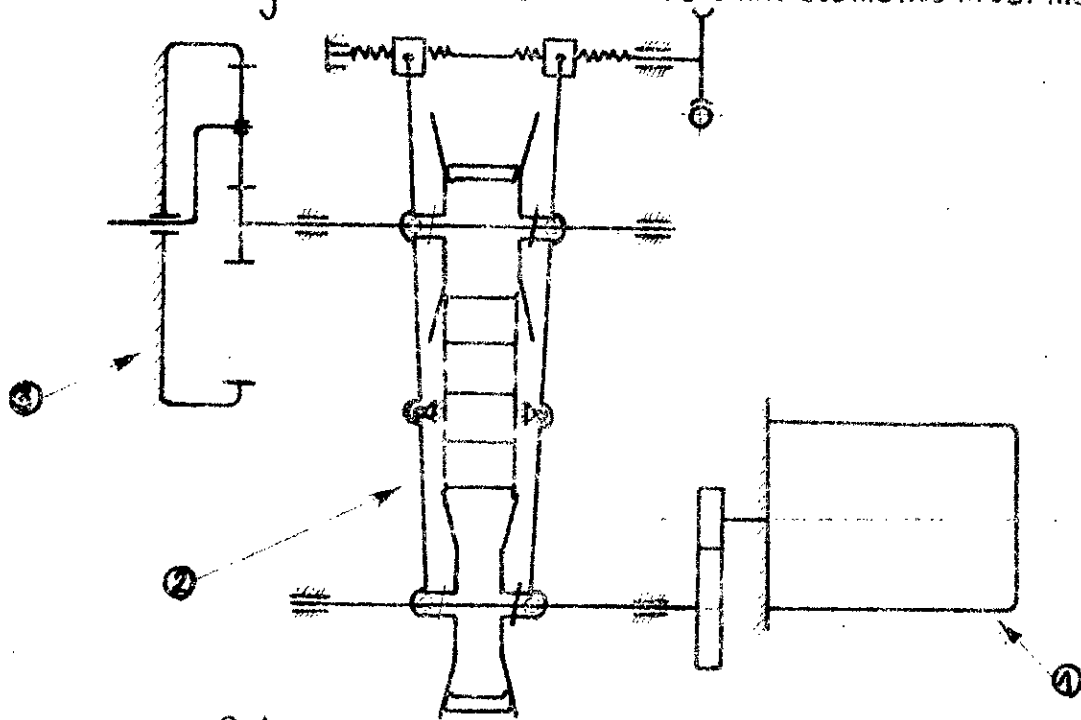


Schéma cinématique du système.

Le variateur de vitesse est composé de quatre groupes principaux :

- Le moteur (VV 18 01 00)
- La transmission par chaîne (VV 18 02 00)
- Le mécanisme de réglage de la vitesse de sortie
- Le réducteur planétaire (VV 18 03 00)

Le choix du moteur de $P=18,5\text{kw}$ à $N=3000\text{tr/mn}$ est conditionné par :

- L'encombrement minimum possible
- L'allègement de notre construction.

L'accouplement entre moteur et transmission par chaîne est assuré par l'intermédiaire d'un simple engrenage dont la réduction est de $\frac{1}{2}$. Cette réduction est imposée par la limitation de la vitesse linéaire de la chaîne.

Nous avons choisi une transmission par chaîne du fait que cette liaison par obstacle présente sur la liaison par adhérence les avantages suivants :

- Les flasques sont à rainures radiales d'où : absence de glissement (la transmission est dite « positive ») ce qui assure un rapport de transmission constant et indépendant de la charge appliquée sur l'arbre de sortie.
- Les efforts transmissibles sont beaucoup plus importants que pour d'autres liens flexibles.
- La tension est moins grande que pour les courroies, d'où les arbres et paliers sont moins sollicités.
- Les chaînes sont insensibles à l'humidité, à la chaleur, à l'acidité.

Principe : Les poulies extensibles sont composées de deux flasques dont l'écartement (ou rapprochement) fait varier les diamètres d'enroulement de la chaîne et, par suite la vitesse linéaire de cette chaîne.

La commande simultanée des deux poulies est assurée par un dispositif à vis et leviers.

1. Le dessin (VV 18 02 00) représente la transmission par chaîne.

• L'arbre d'entrée (n°52), dit arbre moteur, claveté, entraîne en rotation les deux cônes (40) guidés par les butées à billes (39).

Les douilles (38), liées aux leviers (66) par des axes d'articulation (67), supportent l'action des butées.

• Les écrous prismatiques (61) présentent à leurs extrémités des axes d'articulation

pour les leviers. Le déplacement de ces derniers, écartement ou rapprochement symétrique par rapport au milieu de leur entraxe, est commandé par la vis (4) à deux filetages différents, elle-même est manoeuvrée de l'extérieur par un système de réglage qui sera détaillé plus loin.

- Les cônes supérieurs sont analogues aux cônes inférieurs.
- Le lien entre les poulies à rainures (et dentures) radiales est une chaîne à lamelles (80), dont le contact avec chaque cône est un contact plan, ce qui assure un bon guidage de la chaîne.
- En marche, la chaîne prend une position dissymétrique (ou symétrique si la transmission est à rapport égal à l'unité). La poulie menante entraîne la chaîne par ses dentures.
- Les vibrations de la chaîne sont éliminées par un tendeur (72) qui lui garantit le bon positionnement, car la chaîne tend par son poids à se dégager des dentures. Les leviers permettent le déplacement dans un sens des cônes de la première poulie et l'inverse se fait simultanément sur la deuxième poulie.
- Les lamelles de la chaîne coulisent dans les rainures radiales de la poulie. Ainsi on obtient une variation des diamètres D_1 et D_2 , et de telle façon un rapport de transmission variable $i = \frac{D_2}{D_1}$.
- Pour l'entraînement de la poulie réceptrice les lamelles agissent par leurs extrémités sur les dentures radiales de la poulie.
- L'entraxe des axes d'articulation (61) des leviers est variable grâce à la vis (44) pour permettre de régler la tension initiale de la chaîne.
- Le déplacement de l'indicateur de vitesse (9) est limité par deux micro-interrupteurs (5) par lesquels se fait le freinage automatique du servo-moteur (21) lorsque l'étendue des vitesses tend à être dépassée.

2 - Les numéros de dessin (de 12 à 30) dans (vv 18 02 00) représentent le mécanisme de réglage du rapport de vitesses des deux poulies.

• La vis sans fin (24) est accouplée au servo-moteur (21) par la bague (22)

• Pour obtenir le rapport de vitesse voulu, la roue tangente (18) actionnée par la vis sans fin, entraîne en rotation la vis (4) dans un sens ou dans l'autre.

3 - Le dessin (vv 03 00) représente le réducteur planétaire.

Il est accouplé à la transmission par chaîne (VV 18 02 00) au moyen d'un manchon à billes (15) qui assure l'autocentrage.

- Le pignon central (14) reçoit la vitesse à réduire, engrène avec les trois satellites (2) qui sont également répartis angulairement sur le porte-satellites (7). Ces satellites tournent librement sur leurs axes, les axes étant solidaires du porte-satellites. L'ensemble ainsi formé est logé à l'intérieur d'une couronne à denture interne (34), fixe au carter et à axe coaxial aux deux premiers arbres d'entrée et de sortie.

- Les satellites engrènent avec la couronne et entraînent le porte-satellites en rotation, lequel fait tourner l'arbre de sortie cannelé (26) à la vitesse de sortie ω_s .

4 - Le réglage de la vitesse de sortie se fait à distance par un opérateur qui reçoit des signaux des paramètres du système commandé. Un capteur de vitesse placé sur l'arbre de sortie donnera l'information à un appareillage électronique qui affichera la vitesse de sortie. L'opérateur effectuera le réglage de vitesse voulue.

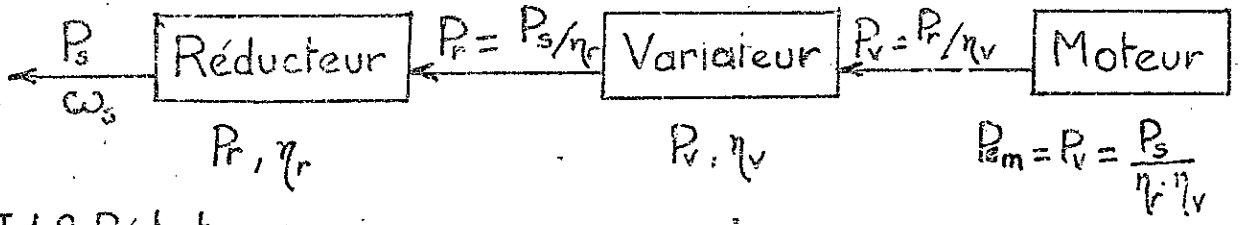
La construction permet une utilisation automatique (sans l'intervention d'opérateur). Dans ce cas les signaux sont introduits dans un appareil électronique qui enclenche ou déclenche le servo-moteur provoquant la variation de vitesse dans le sens nécessaire.

CHAPITRE II

CALCUL DU RÉDUCTEUR PLANÉTAIRE.

II.1 Calcul préliminaire :

II.1.1. Schéma de disposition des groupes du système :



II.1.2. Réducteur :

Le rendement du réducteur épicycloïdal est donné par des formules empiriques.

Généralement ces réducteurs donnent de bons rendements, choisissons pour notre réducteur un rendement $\eta_r = 0,98$.

La puissance du réducteur est donnée par l'expression :

$P_r = \frac{P_s}{\eta_r}$ où $P_s = 15 \text{ Kw}$ puissance de sortie, alors $P_r = \frac{15}{0,98} = 15,306 \text{ Kw}$

II.1.3. Variateur par chaîne :

Le rendement de friction du variateur par chaîne est $\eta_v = 0,90$ qui est une valeur approximative à la base de la pratique.

La puissance du variateur sera donc : $P_v = \frac{P_r}{\eta_v} = \frac{15,306}{0,90} = 17,006 \text{ Kw}$

II.1.4. Electro-moteur :

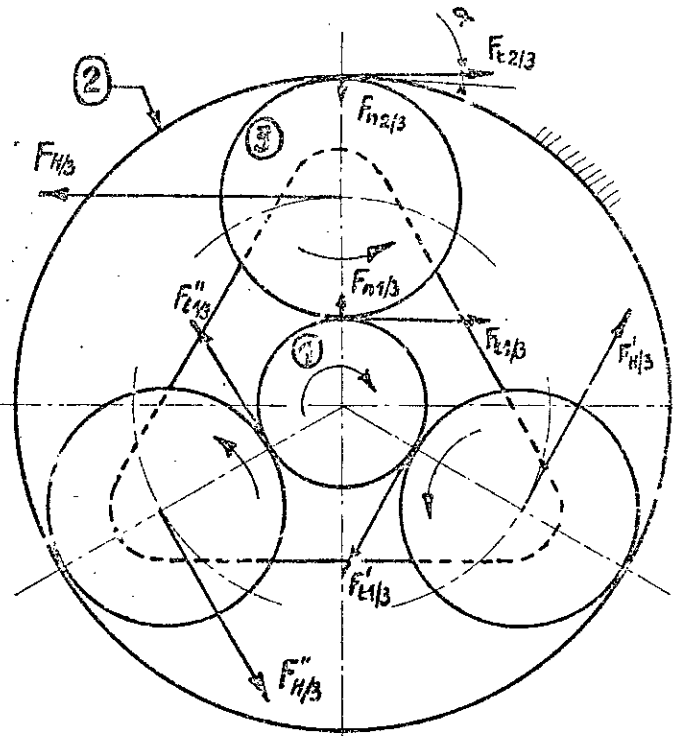
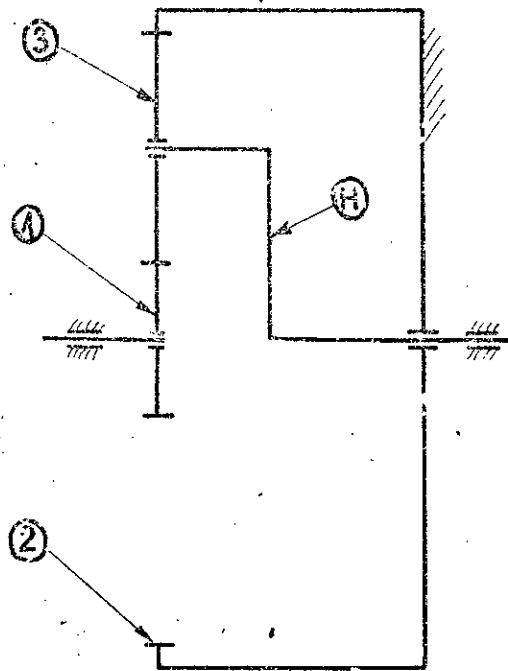
La puissance d'entrée au variateur est égale à celle donnée directement par le moteur : Donc : $P_m = P_v = 17,006 \text{ Kw}$

D'après les tableaux donnant la gamme [5] d'électro-moteur adoptons une puissance $P = 18,5 \text{ Kw}$ qui est supérieure et la plus proche à la puissance calculée.

Pour avoir un minimum d'encombrement nous pouvons choisir un moteur à 3000 trs/mn c'est un moteur asynchrone fermé à rotor à cage, à 2 pôles.

II.2. Calcul du réducteur planétaire

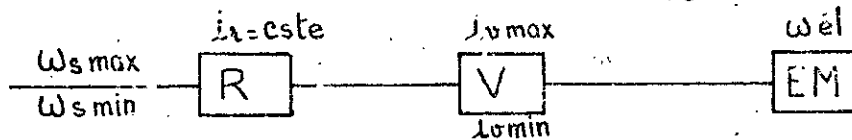
II.2.1. Schéma cinématique du réducteur:



Nous adoptons une denture droite pour éliminer les efforts axiaux sur les arbres.

II.2.2. Calcul cinématique, recherche du rapport de transmission réducteur:

Le rapport de transformation est $i = \frac{\omega_{entrée}}{\omega_{sortie}}$



D'habitude pour les variateurs à chaînes ou à courroie la marge de réglage est symétrique, c'est à dire que $i_{v max} = \frac{1}{i_{v min}}$, l'étendue sera donc de:

$$D = \frac{\omega_{s max}}{\omega_{s min}} = \frac{i_{v max}}{i_{v min}} = \frac{1/i_{v min}}{i_{v min}} = \frac{1}{i_{v min}^2}$$

on en déduit $i_{v min} = \sqrt{\frac{1}{D}}$, $i_{v min} = \sqrt{\frac{1}{4}} = \frac{1}{2}$ et donc $i_{v max} = 2$

le rapport de transformation total est:

$$(1) i_{t max} = i_{v max} \cdot i_r = \frac{\omega_{em}}{\omega_{s min}}$$

$$(2) i_{t min} = i_{v min} \cdot i_r = \frac{\omega_{em}}{\omega_{s max}}$$

avec $N_{em} = 3000 \text{ tr/min}$ on aura: $\omega_{em} = \frac{2\pi N_{em}}{60} = 314,16 \text{ rd/s}$.

et $\omega_{s min} = 11 \text{ rd/s}$ d'où: $i_{t max} = \frac{\omega_{em}}{\omega_{s min}} = \frac{314,16}{11} = 28,56$

De l'équation (1) on tire : $i_r = \frac{i_{tmax}}{i_{vmax}} = \frac{28,56}{2} = 14,28$

cette valeur $i_r = 14,28$ ne répond pas à la condition $i_r = 2 \div 8$ pour ce type de réducteur (planétaire).

Ajoutons alors un engrenage simple juste à l'entrée de la transmission par chaîne avec un rapport de transformation $i_{r2} = 2$. Posons alors la réduction totale : $14,28 = i_{r1} \cdot i_{r2}$ d'où l'on tire le rapport de transmission du réducteur planétaire :

$$i_{r1} = \frac{14,28}{i_{r2}} = \frac{14,28}{2} = 7,14$$

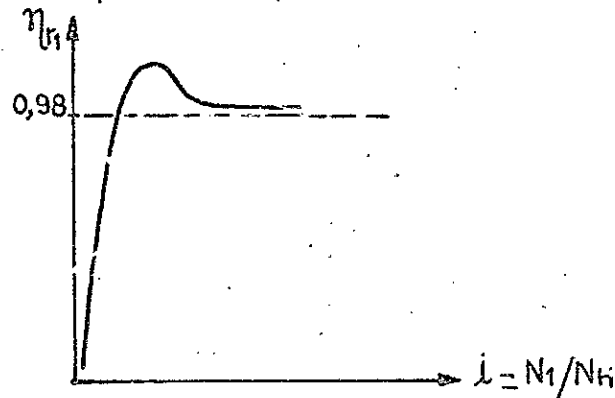
$$i_{r1} = 7,14$$

II.2.3. Calcul définitif des rendements ^{des} étages et rendement total de réduction

II.2.3.1. Calcul du rendement du train épicycloïdal

D'ordinaire le rendement des trains épicycloïdaux s'abaisse brusquement avec l'accroissement du rapport de transmission ($i \uparrow \Rightarrow \eta \downarrow$)

Le rendement dépend même du schéma cinématique du train. Le schéma de notre train à 2 roues centrales garantit un rendement plus élevé que le rendement des réducteurs ordinaires (aux axes fixes).



Le rendement de ce train épicycloïdal est donné par l'expression [5]:

$$\eta_{r1} = 1 - v \left(1 - \frac{1}{i_{r2}}\right) \text{ où } 1 - v = p : \text{ appelé rendement de base.}$$

choisissons le cas des dentures de bonne qualité commerciale dont $p = 0,985 \div 0,99$

prenons $p = 0,985$ et $i_{r2} = \frac{\omega_1}{\omega_{11}} = 7,14$

alors de : $1 - v = p$ on tire : $v = 1 - p$ et soit en remplaçant v dans η_{r1}

$$\text{nous aurons : } \eta_{r1} = 1 - (1 - p) \left(1 - \frac{1}{i_{r2}}\right)$$

$$\eta_{r1} = 1 - (1 - 0,985) \left(1 - \frac{1}{7,14}\right) = 0,987$$

$$\eta_{r1} = 0,987$$

II.2.3.2: Rendement de l'engrenage simple

Pour un étage cylindrique le rendement des dentures de bonne qualité commerciale [5] est: $\eta = 0,985 \div 0,99$,

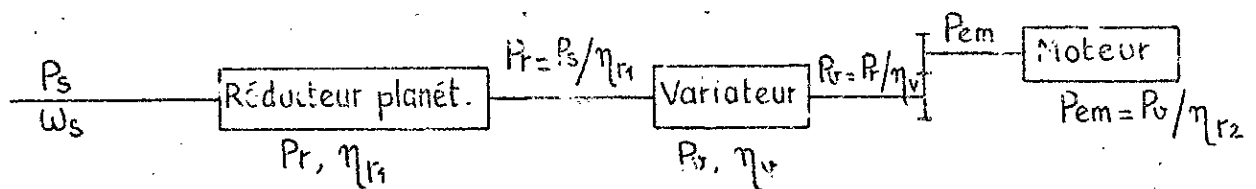
adoption: $\eta_{r2} = 0,985$

II.2.3.3: Rendement total des engrenages (de réduction)

$$\eta_{tr} = \eta_{r1} \cdot \eta_{r2} = 0,987 \cdot 0,985 = 0,972$$

II.2.4: Calcul définitif des puissances:

Nouveau schéma de disposition des groupes du système:



$$P_r = \frac{P_s}{\eta_{r1}} = \frac{15}{0,987} = 15,197568 \approx 15,198 \text{ kW}$$

$$P_v = \frac{P_r}{\eta_v} = \frac{P_s}{\eta_{r1} \cdot \eta_v} = \frac{15}{0,987 \cdot 0,90} = 16,835186 \approx 16,886 \text{ kW}$$

$$P_{em} = \frac{P_v}{\eta_{r2}} = \frac{P_r}{\eta_v \cdot \eta_{r2}} = \frac{P_s}{\eta_{r1} \cdot \eta_v \cdot \eta_{r2}} = \frac{15}{0,972 \cdot 0,90} = 17,145775 \approx 17,147 \text{ kW}$$

On a toujours le bon choix d'un moteur de $P = 18,5 \text{ kW}$ et de $N = 3000 \text{ tr/mn}$

II.2.5: Détermination du nombre de dents:

Notre train épicycloïdal est à 2 roues centrales, ces types de trains sont les plus souvent utilisés dans la pratique. Ils permettent d'obtenir de grands rapports de réduction sous un faible encombrement. Ils ont en outre l'avantage d'avoir leurs arbres d'entrée et de sortie dans le prolongement.

Un trait caractéristique de ce train est la présence d'une prise intérieure et extérieure.

Dans notre cas la première roue centrale ② est immobile (couronne fixe) et la deuxième roue centrale ① est menante (pignon); pour ce train la formule de Willis est [5]:

$$\frac{N_2 - N_H}{N_1 - N_H} = (-i)^{\alpha} \cdot r$$

N_1 : vitesse de rotation du planétaire ①

N_2 : vitesse de rotation de la couronne ②

N_H : vitesse de rotation du porte-satellite ③

r : raison du train = $\frac{\text{Produit des nombres de dents des roues menantes}}{\text{Produit des nombres de dents des roues menées}}$

α : nombre de contact entre les dents extérieures.

Pour notre cas on a $N_2 = 0$, $\alpha = 1$, la formule se réduit à :

$$\frac{N_H}{N_1 - N_H} = (-1)^1 \frac{Z_1 \cdot Z_H}{Z_H \cdot Z_2} \quad \text{donc} \quad \boxed{\frac{N_H}{N_1 - N_H} = -\frac{Z_1}{Z_2}}$$

Nous pouvons en déduire le rapport de transmission de ce réducteur planétaire qui est :

$$\boxed{i_{r1} = 1 + \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{N_1}{N_H}} \quad (1)$$

Z_1 : nombre de dents de la roue menante ①

Z_2 : nombre de dents de la roue menée ②

Avec ce rapport on pourra trouver ces nombres de dents.

faisons un choix d'essai de $Z_1 = 15$ et, de (1) on tire :

$$Z_2 = Z_1(i_{r1} - 1) = 15(7,14 - 1) = 92,1 \quad \text{soit} \quad Z_2 = 92.$$

II.2.6: Conditions de composition:

Les conditions à vérifier lors de la composition d'un train épicycloïdal, sont:

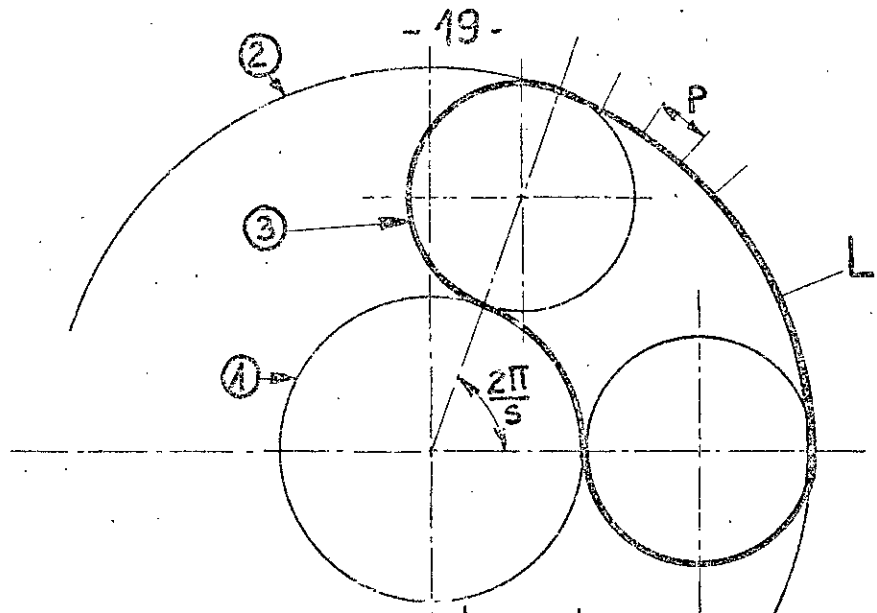
- Condition de montage
- Condition de coaxialité
- Condition de voisinage.

a) Condition de montage:

Pour que le montage soit possible il faut que :

- Le nombre de pas (P) sur les circonférences ①, ②, ③ (qu'on peut porter) soit entier.
- Le nombre de pas sur la longueur de contour L , soit entier

$$L = \pi d_3 + \frac{2\pi}{s} \left(\frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} \right)$$



$$L = \pi m Z_3 + \frac{2\pi}{S} \left(\frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} \right)$$

$$= \pi m Z_3 + \frac{2\pi}{S} \left(\frac{m Z_1}{2} + \frac{m Z_2}{2} \right)$$

$$= m\pi \left[Z_3 + \frac{1}{S} (Z_1 + Z_2) \right], \text{ on a } p = m\pi$$

$$\boxed{\frac{L}{p} = Z_3 + \frac{1}{S} (Z_1 + Z_2)} \quad \text{ou} \quad \boxed{\frac{L}{p} - Z_3 = \frac{1}{S} (Z_1 + Z_2)}$$

Nous prenons $S = 3$ satellites car les trains épicycloïdaux portent en général plusieurs satellites équidistants afin de neutraliser l'effet de la force centrifuge sur l'axe du porte-satellites et d'éliminer toute force radiale sur l'axe des planétaires ..

Pour $Z_1 = 15$, $Z_2 = 92$, on a : $\frac{L}{p} - Z_3 = \frac{15 + 92}{3} = 35,66$

Ce résultat n'est pas entier, donc ce n'est pas la peine de vérifier les autres conditions ; le montage des satellites n'est pas possible.

Donnons à Z_1 une autre valeur : soit $\boxed{Z_1 = 16}$

$$Z_2 = (i_1 - 1) Z_1 = (7,14 - 1) 16 = 98,2 \quad \text{soit} \quad \boxed{Z_2 = 98}$$

a) Condition de montage :

$$\frac{Z_1 + Z_2}{5} = \frac{16 + 98}{3} = 38 \text{ est entier, le montage est possible.}$$

b) Condition de coaxialité

L'entraxe du pignon ① et l'un des satellites ③ doit être égal à l'entraxe de la couronne ② et l'un des satellites ③ :

$$r_1 + r_3 = r_2 - r_3, \quad r_1 + 2r_3 = r_2$$

$$\frac{d_1}{2} + \frac{2d_3}{2} = \frac{d_2}{2}, \quad \text{avec } d = mZ, \quad \frac{mZ_1}{2} + 2 \frac{mZ_3}{2} = \frac{mZ_2}{2}$$

$$\boxed{Z_1 + 2Z_3 = Z_2}$$

or Z_3 n'est pas encore connu; alors on peut le calculer de cette formule même et la condition de coaxialité sera simultanément remplie :

$$Z_3 = \frac{Z_2 - Z_1}{2} = \frac{98 - 16}{2} = 41, \quad \boxed{Z_3 = 41}$$

c) Condition de voisinage

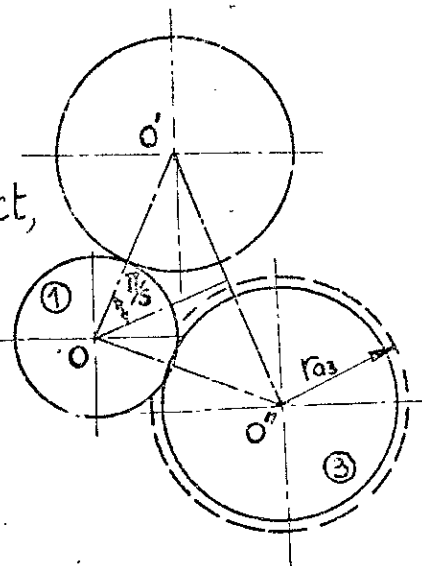
• Pour que le fonctionnement soit normal il ne faut pas que les satellites soient en contact, d'où la limitation du nombre de satellites s'impose.

• Pour transmettre une grande puissance il faut un grand nombre de satellites, mais pour cela il ya la condition de voisinage :

$$\text{il faut que } \overline{O'O''} > 2r_{a3} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \overline{O'O''} &= 2 \overline{OO'} \sin \frac{\pi}{5} = 2(r_1 + r_3) \sin \frac{\pi}{5} \\ &= 2 \left(\frac{mZ_1}{2} + \frac{mZ_3}{2} \right) \sin \frac{\pi}{5} = m(Z_1 + Z_3) \sin \frac{\pi}{5} \end{aligned} \quad (2)$$

$$\cdot 2r_{a3} = \frac{2d_{a3}}{2} = \frac{2m(Z_3 + 2)}{2} = m(Z_3 + 2) \quad (3)$$



Alors des équations (2) et (3) nous obtenons l'équation (1) :

$$m(Z_1 + Z_3) \sin \frac{\pi}{s} > m(Z_3 + 2) \quad , \quad \sin \frac{\pi}{s} > \frac{Z_3 + 2}{Z_3 + Z_1}$$

$$\frac{\pi}{s} > \arcsin \frac{Z_3 + 2}{Z_3 + Z_1}$$

$$s < \frac{\pi}{\arcsin \frac{Z_3 + 2}{Z_3 + Z_1}}$$

$$\frac{\pi}{\arcsin \frac{41+2}{41+16}} = \frac{3,14}{0,854} = 3,67, \quad s = 3$$

La condition de voisinage est vérifiée car $s = 3 < 3,67$

II.2.7. Calcul des dentures des engrenages [5]

II.2.7.1. Calcul à la rupture.

Le module est défini par la formule empirique suivante :

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_{n1} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_e}{Z_1^2 \cdot \sigma_{blim} \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right) \cdot K_v \cdot K_A \cdot K_{bl} \cdot K_M}}$$

1. Choix du rapport b/d_1 .

Le rapport b/d_1 est fonction de : la précision et du guidage des arbres.

Pour les engrenages des classe 6 et 7, on a $b/d_1 = 1 \div 1,2$. Choisissons $b/d_1 = 1$

2. Calcul du couple d'entrée au réducteur.

Le couple d'entrée au réducteur est $M_{n1th} = \frac{P}{\omega_r}$, il est réparti sur les 3 satellites en $M'_{n1th} = \frac{M_{n1th}}{3}$ ceci est théorique.

Calculons le pignon avec un auto-centrage pour diminuer la concentration de charge, en introduisant un coefficient $K = 1,1 \div 1,3$.

Choisissons $K = 1,3$ avec lequel le couple réel est $M_{n1} = \frac{M_{n1th} \cdot K}{3}$

Nous avons le rapport $i_r = \frac{\omega_1}{\omega_H}$ qui nous donne $\omega_1 = i_r \cdot \omega_H$.

La vitesse de sortie est celle du porte-satellites : $\omega_H = \omega_s$.

Pour obtenir le couple maximal il faut prendre ω_{amin} .

$$\omega_{amin} = i_r \cdot \omega_{smin} = 7,14 \cdot 11 = 78,54 \text{ rd/s} \quad , \quad P = 15,198 \text{ kW}$$

Le couple total théorique d'entrée est $M_{\text{nth}} = \frac{15,198 \cdot 10^3}{70,54} = 193,5 \text{ m.N}$

Le couple réel sur un satellite est $M_{m1} = \frac{193,5}{3} \times 1,3 = 83,85 \text{ m.N}$

$$M_{m1} = 83,85 \text{ m.N}$$

3. Détermination des facteurs de correction de la contrainte limite admissible et de la charge limite admissible.

a) facteur de vitesse K_v .

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

Adoptons la classe III de précision : denture de bonne qualité où $V_t = 5 + 20 \frac{m}{s}$ classe 7, 8 et 9 du système I.S.O. de tolérances des engrenages.

Prenons $V_t = 10 \text{ m/s}$ avec laquelle sur la fig. VII.19. on tire $K_v = 0,65$

b) Facteur de service K_A .

Il est introduit pour tenir compte de la nature de l'organe moteur et de l'organe récepteur. Il dépend de :

- du type de moteur
- du degré de choc de la machine entraînée
- du nombre d'heurs de travail par jours.

Dans notre cas nous avons :

- Moteur : Electro-moteur.
- Degré de choc de l'organe récepteur : II
(Le fonctionnement est avec chocs modérés)
- Nombre d'heurs de travail par jour = 24h/j car

la destination du variateur n'est pas fixe. Il y a des cas où le variateur travaille 24h/j.

D'après le tableau K_A nous déduisons la valeur de K_A

$$K_A = \left(0,70 \cdot \frac{1}{1,45} \right) = 0,483$$

soit $K_A = 0,48$

c) Facteur de durée K_{BL}

Il dépend de la longévité et de la vitesse de rotation.

Nous possédons dans notre étude : - La longévité $H = 10000h$.

- la vitesse du pignon/porte-satellite $N_{1/H}$

$$N_{1/H} = N_{1/sortie} = N_1 - N_H = \frac{30}{\pi} (\omega_1 - \omega_H)$$

Le cas le plus défavorable est pour $N_{1/H}$ maximale, c'est le cas où

$$\omega_{1max} = i_{r1} \cdot \omega_{smax} = 7,14 \cdot 44 = 314,16 \text{ rd/s}$$

$$\omega_{Hmax} = \omega_{smax} = 44 \text{ rd/s}$$

$$\text{Alors } N_{1/H} = \frac{30}{\pi} (314,16 - 44) \approx 2580 \text{ tr/mn}$$

Le nombre de cycles est $N = 60 \cdot H \cdot N_{1/H} \cdot n = 60 \cdot 10^4 \cdot 2580 \cdot 3 = 4,64 \cdot 10^9$ cycles

Avec $N = 4,64 \cdot 10^9$ cycles et $H = 10^4 h$ ou

$N_{1/H} \times 3 = 7740 \text{ tr/mn}$ et $H = 10^4 h$, nous utilisons la fig. VII.21.

qui nous donne $K_{BL} = 0,65$

d) Facteur de portée K_M

Il est évident qu'une portée de denture incorrecte entraîne une concentration de contrainte dans certaines zones, d'où obligation d'introduire un facteur de portée K_M réduisant la charge admissible.

Pour le rapport $\frac{b}{d_1}$ tirons de la fig. VII.23. la valeur de $K_M = 1$

4. Facteur de conduite Y_e

Il intervient pour la continuité de l'engrènement

Adoptons $Y_e = 1$. Ce choix est bon si $q_L > \frac{1}{\epsilon_\alpha}$ qui sera vérifié.

5. Facteur de forme Y_{Fa}

Il dépend du nombre de dents Z_1 et de la correction.

• Correction de denture

Si $Z_1 < Z'_{min} = 14$ la correction est indispensable

Si $Z_1 > Z'_{min}$ la correction est recommandable pour l'amélioration de la résistance des dents

où $Z'_{min} = 14$: nombre dents limite pratique pour éviter l'interférence.

Dans notre cas $Z_1 = 16 > 14$, on fera une correction seulement pour améliorer la résistance des dents.

Avec la relation $Z_1 + Z_2 > 2Z'_{\min}$ $16 + 41 = 57 > 28$ qui donne un bon engrènement, et comme notre réducteur est du type mécanique générale, nous adoptons une correction sans variation d'entraxe c'est à dire que $x_1 + x_2 = 0$

Faisons l'approximation $Z_1 + Z_2 = 57 \approx 60$ pour déterminer les déports

Pour les valeurs $\begin{cases} Z_1 = 16 \\ i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{41}{16} = 2,56 \end{cases}$ nous aurons par la fig. IV.27. les déports $\begin{cases} x_1 = +0,34 \\ x_2 = -0,34 \end{cases}$

Choix du facteur de forme Y_{Fa}

Avec $\begin{cases} Z_1 = 16 \\ x_1 = +0,34 \\ \alpha = 20^\circ \end{cases}$ on lira sur la fig. VII.7. $Y_{Fa} = 2,43$

6. σ_{blim} : Valeur limite de base de la contrainte de rupture σ_b
Elle est fonction de la charge de rupture du matériau choisi.

Lorsqu'on pense matériaux de construction pour engrenages on évoque des aciers à hautes caractéristiques mécaniques et d'une extrême dureté superficielle.

Prenons un acier allié auto-trempeant 6UNC12 avec trempe superficielle localisée, dont la charge de rupture $\sigma_b = 170 \text{ daN/mm}^2$ et la dureté Brinell $\sigma_H = 510 \text{ daN/mm}^2$

$$\begin{aligned} T_H &= 850^\circ \\ R_v &= 400^\circ \end{aligned}$$

Pour $\sigma_b = 170 \text{ daN/mm}^2$ on tire de la fig. VII.17.

$\sigma_{blim} = 280 \text{ daN/mm}^2$

7. Calcul du module m

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2,83,85 \cdot 10^3 \cdot 2,43 \cdot 1}{16^2 \cdot 280 \cdot 1,065 \cdot 0,48 \cdot 0,65 \cdot 1}} = 3,04 \text{ mm}$$

Choisissons le module normalisé le plus proche et supérieur à $m = 3,04 \text{ mm}$ soit $m = 3,5 \text{ mm}$.

8. Précision du facteur de conduite γ_ϵ et du facteur de vitesse q_L

Précision à porter sur γ_ϵ .

Le diamètre primitif du pignon est $d_1 = m Z_1 = 56 \text{ mm}$
et avec le rapport $\frac{b}{d_1} = 1$ on déduit $b = 56 \text{ mm}$

L'effort tangentiel est $F_t = \frac{2M_{tr}}{d_1} = 2994,5 \text{ N}$

L'effort spécifique est $\frac{F_t}{b} = 53,47 \text{ N/mm}$

Pour $\begin{cases} Z_1 = 16 \\ Z_2 = 41 \\ \alpha = 20^\circ \end{cases}$ on aura de la fig. III 3 $\begin{cases} U_1 = 0,74 \\ U_2 = 0,88 \end{cases}$

Le rapport de conduite est $E_\alpha = U_1 + U_2 = 1,62$; $\frac{1}{E_\alpha} = 0,617$
on conçoit toujours que $E_\alpha > 1$ pour assurer

la continuité de l'engrènement. Et pratiquement il est souhaitable d'avoir une valeur de $E_\alpha > 1,30$ pour l'engrènement se fasse dans de bonnes conditions.

L'erreur de pas de base est fonction de :

- La classe de précision

- du module

- et du diamètre primitif de l'engrènement

Pour le pignon $\begin{matrix} 7^\circ \text{ classe} \\ m = 3,5 \text{ mm} \\ d_1 = 56 \text{ mm} \end{matrix} \left. \vphantom{\begin{matrix} 7^\circ \text{ classe} \\ m = 3,5 \text{ mm} \\ d_1 = 56 \text{ mm} \end{matrix}} \right\} \text{ on aura [11] : } f_{tbp} = 16 \mu\text{m}$

Pour la roue $\begin{matrix} 7^\circ \text{ classe} \\ m = 3,5 \\ d_2 = 143,5 \end{matrix} \left. \vphantom{\begin{matrix} 7^\circ \text{ classe} \\ m = 3,5 \\ d_2 = 143,5 \end{matrix}} \right\} \text{ on aura [11] : } f_{tbr} = 17 \mu\text{m}$

Pour l'ensemble pignon-roue on aura

$$f_{tb} = \sqrt{f_{tbp}^2 + f_{tbr}^2} = 23,35 \mu\text{m}$$

Avec $\begin{cases} f_{tb} = 23,35 \mu\text{m} \\ \frac{F_t}{b} = 5,347 \text{ daN/mm} \end{cases}$ on tire de la fig. VII. 8. $q_L > 1$

Etant donné que $q_L > \frac{1}{E_\alpha} = 0,617$ On adopte bien $\boxed{\gamma_\epsilon = 1}$

Précision à porter sur k_v

La vitesse périphérique du pignon est: $V_1 = \omega_1 \cdot \frac{d_1}{2}$

On a $d_1 = 56 \text{ mm}$ et prenons $\omega_{1\text{max}} = 314,16 \text{ rad/s}$

Alors on a $V_{1\text{max}} = 314,16 \times 56 \cdot 10^{-3} \approx 8,8 \text{ m/s}$

La nouvelle valeur de k_v sera $k_v = 0,67$

Le module sera de nouveau $m \geq 3,014$ soit toujours $m = 3,5 \text{ mm}$

9. Calcul de l'entreaxe: a

$$a = \frac{m(z_1 + z_3)}{2} = \frac{3,5(16 + 41)}{2} = 99,75 \text{ mm}$$

II.2.7.2. Calcul des dentures à la pression superficielle.

1. $\sigma_{H\text{lim}}$: Valeur limite de base de la pression superficielle de Hertz.

La dureté Brinell $\sigma_H = 510 \text{ daN/mm}^2$ nous donne sur

la fig VIII 37 $\sigma_{H\text{lim}} = 1280 \text{ N/mm}^2$

2. Calcul des facteurs:

a) Facteur de rapport $\frac{U}{U+1}$

$$U = \frac{z_3}{z_1} = \frac{41}{16} = 2,5625 ; \left[\frac{U}{U+1} = 0,719 \right] \text{ est vérifiée sur fig VIII 35 (} U =$$

b) Facteur matériau $Z_E = \sqrt{0,35 \cdot E}$

Le module d'élasticité longitudinale pour les aciers est

$$E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2 ; \text{ alors } Z_E = \sqrt{0,35 \cdot 2,1 \cdot 10^{11}} = 2,71 \cdot 10^5$$

$$\text{d'où } \left[Z_E^2 = 7,35 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2 \right]$$

c) Facteur géométrique Z_c (primitif)

Pour $\beta = 0$, $\alpha = 20^\circ$ on tire de la fig VIII 33 $\left[Z_c^2 = 3,12 \right]$

d) Facteur de longueur de contact Z_β :

pour une denture droite on a $\epsilon_\beta = 0$ } et d'après le graphe
facteur de conduite est $\epsilon_\alpha = 0$ }

$$\text{de la figure VIII 31 on a } \left[Z_\beta^2 = 0,78 \right]$$

3. Facteurs de corrections de la pression de Hertz et de la charge limite de base.

a) Facteur de durée K_{HL} .

$$H = 10000 \text{ R} \quad \left. \begin{array}{l} \\ N_{1/6} \cdot 3 = 2580 \cdot 3 = 7740 \text{ tr/mn} \end{array} \right\} \text{ et de la figure VII 21 on a } \boxed{K_{HL} = 0,5}$$

b) Facteur de vitesse: $K_v = 0,67$

c) Facteur de service: $K_A = 0,48$

d) Facteur de portée: $K_M = 1$

} précédemment

4. Vérification de l'entraxe:

L'entraxe sera alors:

$$a = m \frac{Z_1 + Z_3}{2} = m Z_1 \frac{1+U}{2} \geq \frac{U+1}{2} \sqrt[3]{\frac{2 M n_1}{\sigma_{H \text{ lim}} \left(\frac{b}{d_1}\right)} \cdot \frac{U+1}{U} \cdot \frac{Z_E^2 \cdot Z_c^2 \cdot Z_p^2}{K_v \cdot K_M \cdot K_A \cdot K_{HL}}}$$

A.N.

$$a \geq \frac{2,5625 + 1}{2} \sqrt[3]{\frac{2,5625 + 1}{2,5625} \cdot \frac{2 \cdot 84,41}{(128 \cdot 10^3)^2 \cdot 1} \cdot \frac{7,35 \cdot 10^{10} \cdot 3,12 \cdot 0,7}{0,67 \cdot 1 \cdot 0,48 \cdot 0,5}}$$

$$a \geq 96,5695$$

Adoptons $\boxed{a = 99,75 \text{ mm}}$; la pression superficielle est vérifiée

II.2.7.3: Détermination des dimensions principales des engrenages:

Soient:

d : diamètre primitif.

d_a : diamètre de tête.

d_f : diamètre de pied.

b : largeur de denture.

a) Pignon ①: ($X_1 = +0,34$)

$$d_1 = m Z_1 = 3,5 \times 16 = 56 \text{ mm.}$$

$$d_{a1} = d_1 + 2 f_{a1} = m Z_1 + m(2 + 2X_1) = m(Z_1 + 2 + 2X_1)$$

$$= 3,5 [16 + 2 + 2(+0,34)] = 65,4 \text{ mm.}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2 f_{f1} = m Z_1 - m(2,5 - 2X_1) = 3,5 (16 - 2,5 + 2 \cdot 0,34) = 49,6 \text{ mm.}$$

b) satellite ③ : $(X_3 = -0,34)$

$$d_3 = mZ_3 = 3,5 \cdot 41 = 143,5 \text{ mm.}$$

$$\begin{aligned} d_{a3} &= d_3 + 2h_{a3} = mZ_3 + m(2 + 2X_3) = m(Z_3 + 2 + 2X_3) \\ &= 3,5[41 + 2 + 2(-0,34)] = 148,1 \text{ mm.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{f3} &= d_3 - 2h_{f3} = mZ_3 - m(2,5 - 2X_3) = m(Z_3 - 2,5 + 2X_3) \\ &= 3,5[41 - 2,5 + 2(-0,34)] = 132,4 \text{ mm.} \end{aligned}$$

c) Couronne ② : $(X_2 = +0,34)$

$$d_2 = mZ_2 = 3,5 \cdot 98 = 343 \text{ mm.}$$

$$d_{f2} = m(Z_2 + 2,5 + 2X_2) = 3,5(98 + 2,5 + 2 \cdot 0,34) = 354,1 \text{ mm.}$$

$$d_{a2} = m(Z_2 - 2 + 2X_2) = 3,5(98 - 2 + 2 \cdot 0,34) = 338,4 \text{ mm.}$$

d) Tableau récapitulatif:

	1	2	3
d	56	343	143,5
d _a	65,4	338,4	148,1
d _f	49,6	354,1	132,4
p	11	11	11
b = d ₁	60	60	56

NB: Pour la roue et le pignon prenons une largeur de denture supérieure à celle du satellite pour la raison de compensation des erreurs de fabrication et de montage. soit $b_1 = b_2 = 60 > b_3 = 56$.

II.3: Calcul dynamique (voir page 15)

a) Effort tangentiel entre pignon et satellite:

$$F_{t1/3} = \frac{2 \cdot C}{d_1} = 2994,74 \text{ N} \text{ où } C = \frac{P_1 \cdot K}{s \cdot \omega_{1\min}} = \frac{15,198 \cdot 10^3 \cdot 1,3}{78,54 \cdot 3} = 83,85 \text{ Nm et } d_1 = 0,056 \text{ m}$$

b) Effort normal entre pignon et satellite:

$$F_{n1/3} = F_{t1/3} \cdot \tan 20^\circ = 2994,74 \tan 20^\circ = 1090 \text{ N}$$

c) Efforts tangentiel et normal entre satellite et couronne:

du fait de l'équilibre on a:

$$F_{t2/3} = F_{t1/3} = 2994,74 \text{ N}$$

$$F_{n2/3} = F_{n1/3} = 1090 \text{ N}$$

d) Effort sur l'axe des satellites:

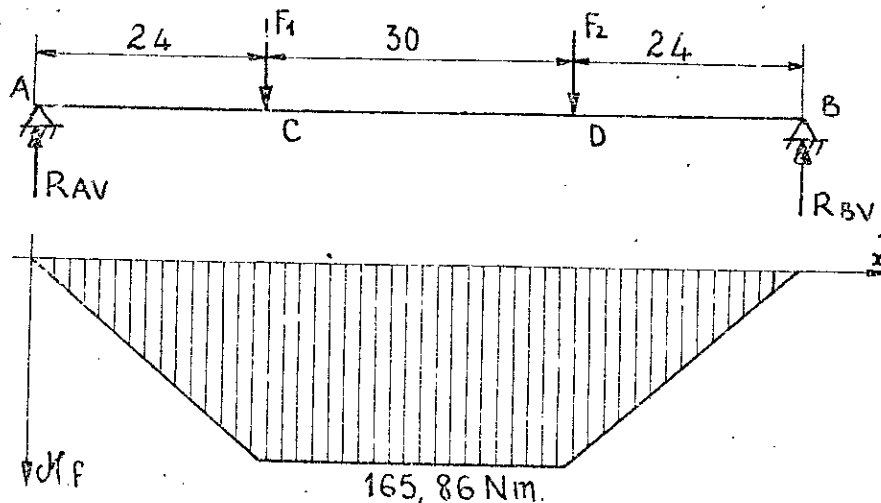
C'est la somme des deux efforts tangentiels entre pignon-satellite et satellite-couronne mais de sens contraire.

$$F_{H/3} = F_{t1/3} + F_{t2/3} = 2F_{t1/3} = 5989,5 \text{ N.}$$

II.4: Calcul des axes des satellites:

Ils ne sont soumis qu'à la flexion simple dans un seul plan.

Étude de l'équilibre:



$$F_1 = F_2 = \frac{F_{H/3}}{2} \text{ et du fait de la symétrie on a aussi: } R_{AV} = R_{BV} = \frac{F_{H/3}}{2}$$

$$\text{et aux points C et D on a: } M_C = M_D = R_{AV} \cdot 24 \cdot 10^{-3} = \frac{F_{H/3}}{2} \cdot 24 \cdot 10^{-3} = \frac{5989,5 \cdot 24 \cdot 10^{-3}}{2}$$

$$M_C = M_D = 71,87 \text{ Nm.} \approx 72 \text{ N.m.}$$

Le diamètre de l'axe est donné par:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 M_f}{\pi \sigma_{fadm}}}$$

choisissons un acier non allié spécial XC55 [7]: $R = 750 \text{ N/mm}^2$

prenons un coefficient de sécurité pour la flexion $c = 5$

d'où: $\sigma_{fadm} = \frac{750}{5} = 150 \text{ N/mm}^2$.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 72 \cdot 10^3}{\pi \cdot 150}} = 16,97 \text{ mm.}$$

d sera fixé après le calcul des roulements.

II.5: Calcul des roulements des satellites:

a) Calcul de la vitesse de rotation d'un satellite: N_3

De l'engrènement de ① avec ③ résulte que leurs vitesses périphériques (Linéaires)

sont égales: $v_3 = v_1$; or $v = \omega r = \omega \frac{d}{2}$

c'est à dire: $\omega_3 \frac{d_3}{2} = \omega_1 \frac{d_1}{2}$ ou bien: $\omega_3 = \omega_1 \frac{d_1}{d_3}$.

le cas le plus défavorable est quand ω_3 sera maximale donc quand ω_1 maximale.

$$\frac{\omega_1}{\omega_H} = i_{r1} \text{ donc: } \omega_1 = i_{r1} \cdot \omega_H$$

et pour ω_{Hmax} on aura: $\omega_{1max} = i_{r1} \omega_{Hmax}$

alors $\omega_{3max} = \frac{d_1}{d_3} \cdot i_{r1} \omega_{Hmax}$ et d'autre part $N_3 = \frac{30 \omega_3}{\pi} = \frac{30}{\pi} \frac{d_1}{d_3} \cdot i_{r1} \omega_{Hmax}$

$d_1 = 56 \text{ mm}; d_3 = 143,5 \text{ mm}, i_{r1} = 7,14, \omega_{Hmax} = \omega_{Smax} = 44 \text{ rd/s}$

soit $N_3 = 1171 \text{ tr/mn.}$

on choisit 2 roulements à une seule rangée de rouleaux cylindriques.

L'effort radial sur chaque roulement est: $F_1 = F_2 = 2994,7 \text{ N}$, car les couples sont nuls sur les satellites.

l'abaque "roulements à rouleaux" donne pour:

$$\left. \begin{array}{l} N_3 = 1171 \text{ tr/mn} \\ \text{et } H = 10000h \end{array} \right\}; \frac{c}{p} = 7,12$$

la charge équivalente.

$$P = X_1 F_r + Y_1 F_a; F_a = 0; Y_1 = 0; X_1 = 1$$

$$P = F_r = 2994,7 \text{ kN} \approx 3 \text{ kN.}$$

ceci donne une capacité de charge dynamique C de:

$$C = 7,12 \times 3,0 = 21,36 \text{ kN}$$

le roulement de référence: SKF 205 E_a a pour dimensions:

$d = 25 \text{ mm}$, $D = 52 \text{ mm}$, $B = 15 \text{ mm}$. et admet une capacité de charge dynamique de:

$$C = 26 \text{ kN} > 21,36 \text{ kN}$$

Le diamètre de l'axe est donc de: $d = 25 \text{ mm}$

II.6. Calcul des roulements du porte-satellites.

II.6.1 Couples sur satellites.

- Sur l'un des trois satellites est appliqué le couple: $M_{n1} = \frac{M'_{n1}}{3} \cdot K$

- Sur les deux autres satellites le couple est: $M_{n2} = \frac{M'_{n2}}{3} \cdot K'$

La somme des coefficients de concentration de charge est égale au nombre de satellites: $K' + K' + K = S$. d'où $K' = \frac{S-K}{2}$

Pour le cas défavorable on a pris $K = 1,3$, alors $K' = 0,85$

$$M_{n2} = \frac{M'_{n2}}{3} \cdot K' = M_{n1} \cdot \frac{K'}{K}, \quad M_{n1} = 83,85 \text{ m.N} \quad \text{d'où} \quad M_{n2} = 54,825 \text{ m.N}$$

L'effort tangentiel sera: $F'_{t1/3} = \frac{2M_{n2}}{d_1} = \frac{2 \cdot 54,825}{56 \cdot 10^{-3}} = 1958 \text{ N}$

L'effort radial sur chacun des deux satellites est:

$$F'_{r1/3} = F'_{t1/3} + F''_{t1/3}, \quad \text{or on a } F'_{t1/3} = F''_{t1/3}, \quad \text{d'où } F'_{r1/3} = 2F'_{t1/3} = 3916 \text{ N}$$

II.6.2 Effort radial résultant sur le porte satellites

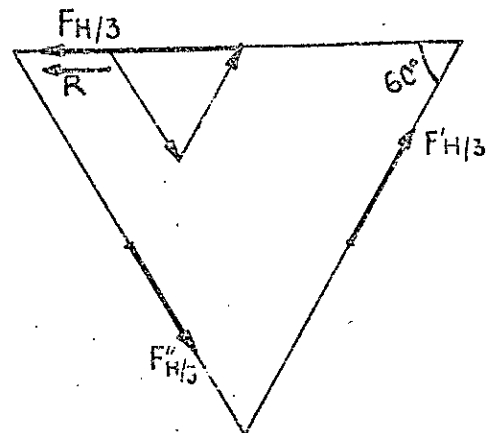
La résultante des trois efforts radiaux n'est pas nulle sur le porte-satellites:

$$R = F_{H/3} - (F'_{H/3} \cos 60^\circ + F''_{H/3} \cos 60^\circ)$$

$$= F_{H/3} - 2F'_{H/3} \cos 60^\circ \quad \text{avec } F'_{H/3} = F''_{H/3}$$

$$R = 5989,5 - 2 \cdot 3916 \cos 60^\circ = 2073,5 \text{ N}$$

$R = 2073,5 \text{ N}$



II.6.3. Choix des roulements:

La vitesse de rotation maximum du porte-satellites est $N_H = \frac{\omega_{Hmax} \cdot 30}{\pi} = \frac{44 \cdot 30}{\pi} = 420 \text{ tr/mn}$

choisissons 2 roulements à une seule rangée de billes rigides.

La charge radiale sur chacun des deux roulements sera $P = \frac{R}{2} = 1036,75 \text{ N}$

L'abaque des roulements à billes donne pour:

$N_H = 420 \text{ tr/mn}$ et $H = 1000 \text{ h}$, un rapport $\frac{C}{P} = 6,4$, soit $C = 6,4 \times 1,037 = 6,64 \text{ kN}$

adoptons un roulement de référence SKF 61820 ayant pour dimensions:

$d = 100 \text{ mm}$; $D = 125 \text{ mm}$; $B = 13 \text{ mm}$ ayant une capacité de charge dynamique $C = 15,3 \text{ kN}$.

II.7. Calcul de l'axe (35) au cisaillement:

Prenons un acier non allié spécial XC55 de $R = 750 \text{ N/mm}^2$ et un coefficient de sécurité $c = 3$, ce qui donne:

$$\tau_{adm} = \frac{750}{3} = 250 \text{ N/mm}^2 \text{ et } \tau_{adm} = \frac{\sigma_{adm}}{2} = 125 \text{ N/mm}^2$$

La condition: $\frac{F_t}{S} \leq \tau_{adm}$

$$S = n \cdot s = n \cdot d \cdot l$$

$s =$ section d'un axe $= d \cdot l$

n : nombre d'axes.

et $F_t = \frac{e}{D} = \frac{193,5}{374} = 517,4 \text{ N}$

La condition s'écrira: $\frac{F_t}{n \cdot d \cdot l} \leq \tau_{adm}$, $n \geq \frac{F_t}{\tau_{adm} \cdot d \cdot l}$

$$n \geq \frac{517,4}{125 \cdot 30 \cdot 8} = 0,017$$

adoptons $n = 2$ goupilles

II.8. Calcul du bout d'arbre (14) d'entrée au réducteur:

Calculons le diamètre de la section dangereuse qui se trouve entre le pignon et l'accouplement. Elle est soumise à la torsion:

$$M_{t14} = \frac{P_{r1}}{\omega_{min}} = \frac{15,198 \cdot 10^3}{78,54} = 193,5 \text{ Nm} = \mathcal{E}_t$$

$\tau_{adm} = 20 \div 40 \text{ N/mm}^2$ prenons $\tau_{adm} = 30 \text{ N/mm}^2$

le diamètre est donné par:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 C_t}{\pi \tau_{adm}}} : d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 15,198 \cdot 10^6}{\pi \cdot 30 \cdot 78,54}} = 32,03 \text{ mm.}$$

adoption : $d = 38 \text{ mm.}$

II.9: Vérification des cannelures de l'arbre d'entrée au réducteur:

Le diamètre d'accouplement a pour dimensions $8 \times 4,6 \times 54$

a) Vérification au cisaillement:

La formule: $\frac{F_t}{S} < \tau_{adm}$ doit être vérifiée

$$F_t = \frac{M_{mth}}{d/2} = \frac{193,5 \cdot 10^3}{46/2} = 84,13 \text{ N}$$

$S = 8 \cdot l$ surface cisailée d'une cannelure

$S = 8 \cdot l$ car on a 8 cannelures

$$S = 8 \cdot B \cdot l = 8 \cdot 9 \cdot 18 = 1296 \text{ mm}^2$$

Le matériau est l'acier 60NC12 de $\sigma_r = 1700 \text{ N/mm}^2$

soit avec un coefficient de sécurité $C = 5$, c'est à dire $\sigma_{adm} = \frac{1700}{5} = 340 \text{ N/mm}^2$

donc: $\tau_{adm} = \frac{\sigma_{adm}}{2} = \frac{340}{2} = 170 \text{ N/mm}^2$

et: $\frac{F_t}{S} = \frac{84,13}{1296} = 6,49 \text{ N/mm}^2 < 170 \text{ N/mm}^2$

b) Vérification à la compression:

$$\frac{N}{S} \leq \sigma_{adm} = 340 \text{ N/mm}^2$$

La surface totale des cannelures est de: $S = 8 \cdot l \cdot S'$

l : Longueur d'une cannelure

S' : surface réelle d'appui par mm de longueur $S' = 18 \text{ mm}^2$

$$N = F_t \cdot \frac{N}{S} = \frac{F_t}{8 \cdot l \cdot S'} = \frac{84,13}{8 \cdot 18 \cdot 18} = 3,25 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{adm} = 340 \text{ N/mm}^2$$

II.10: Vérification de la douille d'accouplement (15):

Vérification au cisaillement au niveau de la section dangereuse:

la douille est en acier 60NC12

$$= \pi \frac{D^2 - d^2}{4} = \frac{\pi}{4} (70^2 - 60^2) = 1021 \text{ mm}^2$$

Effort tangentiel F_t est appliqué au niveau du diamètre moyen: $d_m = \frac{D+d}{2} = \frac{70+60}{2} = 65 \text{ mm}$

$$F_t = \frac{Mn \cdot \omega}{d_m/2} = \frac{193,5 \cdot 10^3}{65/2} = 5954 \text{ N}$$

$$\tau = \frac{F_t}{S} \leq \tau_{adm} ; \frac{5954}{1021} = 5,83 \text{ N/mm}^2 < \tau_{adm} = 170 \text{ N/mm}^2$$

II.11. Calcul de l'arbre de sortie (26):

a) A la torsion:

Par la formule de résistance: $\tau_{max} = \frac{M_t}{(I_0/v)} \leq \tau_{adm}$

M_t : moment de torsion à la sortie: $M_t = \frac{P_s}{\omega_s}$

Le moment M_t est maximal pour ω_s minimale.

$$M_t = \frac{P_s}{\omega_{s \min}} = \frac{15 \cdot 10^3}{11} = 1363,64 \text{ Nm.}$$

I_0 : moment d'inertie polaire $I_0 = \pi d^4/32$

v : distance à l'axe neutre de la fibre considérée $v = \frac{d}{2}$

(I_0/v) : module de résistance: $(I_0/v) = \pi d^3/16$

$$\frac{M_t}{(I_0/v)} = \frac{M_t}{\pi d^3/16} \leq \tau_{adm} \text{ c'est à dire: } d \geq \sqrt[3]{\frac{16 M_t}{\pi \tau_{adm}}}$$

Pour cet arbre on a $\tau_{adm} = (20 \div 40) \text{ N/mm}^2$

prenons $\tau_{adm} = 40 \text{ N/mm}^2$ pour négliger les autres sollicitations qui sont faibles par rapport à la torsion.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \times 1363,64 \cdot 10^3}{\pi \cdot 40}} = 55,7 \text{ mm}$$

soit $d = 58 \text{ mm}$.

Par la formule de déformation: $\theta = \frac{M_t}{G I_0} \cdot \frac{180}{\pi}$

Les grandes amplitudes des oscillations étant gênantes pour la conduite des machines, on doit limiter la valeur de l'angle de déformation (de torsion) par unité de longueur de l'arbre θ %/m; prenons $\theta = 2/3$ %/m (c'est la valeur qu'on adopte généralement pour une transmission courte, couple constant régulier)

G : module d'élasticité transversale pour les aciers = $8 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2$

$\theta = \frac{M_t}{G} \cdot \frac{32}{\pi d^4} \cdot \frac{180}{\pi}$ on tire le diamètre:

$$d = \sqrt[4]{\frac{M_t \cdot 32 \cdot 180}{G \cdot \theta \cdot \pi \cdot \pi}} = \sqrt[4]{\frac{1363,64 \cdot 10^3 \cdot 32 \cdot 180}{8 \cdot 10^4 \cdot 2/3 \cdot \pi \cdot \pi}} = 62 \text{ mm.}$$

soit $d = 62 \text{ mm.}$

Choisissons pour la transmission du couple de sortie une liaison rigide libre axialement assurée par un arbre cannelé pour mieux répartir l'effort de torsion sur plusieurs faces, alors pour $d = 62 \text{ mm}$, la norme [NF-E22.131 (69)] des cannelures à flancs parallèles de $8 \times 62 \times 68$.

La surface réelle d'appui (1 flanc par cannelure) par millimètre de longueur: $S' = 12 \text{ mm}^2$

La largeur des cannelures $B = 12 \text{ mm}$.

et la longueur des cannelures $l = 70 \text{ mm}$.

b) Vérification des cannelures à la compression (pression)

$$\sigma_{c \max} = \frac{N'}{S} \leq \sigma_{c \text{ adm.}}$$

$$\sigma_{c \text{ adm}} = 2 \tau_{\text{adm}} = 2 \cdot 40 = 80 \text{ N/mm}^2$$

$$S = 12 \times 70 = 840 \text{ mm}^2$$

N: effort normal total appliqué au milieu sur tous les flancs des cannelures

$$N = \frac{\mathcal{M}_t}{d/2} \quad \text{avec } d': \text{diamètre moyen} = \frac{68 + 62}{2} = 65 \text{ mm.}$$

$$N = \frac{1363,64 \cdot 10^3}{65/2} = 41958 \text{ N}$$

$$\text{et } \frac{N}{S} = \frac{41958}{840} = 49,95 \text{ N/mm}^2 < 80 \text{ N/mm}^2$$

c) Vérification des cannelures au cisaillement:

$$\tau = \frac{T}{S}; \quad T = \frac{\mathcal{M}_t}{d/2} = \frac{1363,64 \cdot 10^3}{62/2} = 43988,27 \text{ N}$$

$$S = 70 \cdot 12 = 840 \text{ mm}^2; \quad \text{soit pour les 8 cannelures } S = 8 \cdot 840 = 6720 \text{ mm}^2$$

$$\tau = \frac{43988,27}{6720} = 6,55 \text{ N/mm}^2 < 40 \text{ N/mm}^2$$

II.12: Vérification des cannelures du porte-satellites:

les calculs sont les mêmes que pour l'arbre auquel il est accouplé (26).

le matériau constituant les cannelures est: Ft 30:

$$\sigma = 300 \text{ N/mm}^2 \quad \text{c'est à dire } \tau = 150 \text{ N/mm}^2$$

• Vérification à la compression et au cisaillement:

pour un coefficient de sécurité $C = 2$ c'est à dire $\sigma_{\text{adm}} = 150 \text{ N/mm}^2$

et le calcul précédent a donné $\sigma = 49,95 \text{ N/mm}^2 < 150 \text{ N/mm}^2$

pour $C = 3$: $\tau_{\text{adm}} = 50 \text{ N/mm}^2$; le calcul a donné: $\tau = 6,55 \text{ N/mm}^2 < 40 \text{ N/mm}^2$

CHAPITRE III

CALCUL DE L'ENGRENAGE SIMPLE

III.1. Détermination du nombre de dents.

Adoptons un nombre de dents $Z_1 = 20$

Avec le rapport de transmission de cet engrenage $i_{r2} = 2 = \frac{Z_2}{Z_1}$ on pourra avoir $Z_2 = i_{r2} \cdot Z_1$, Z_2 : nombre de dents de la roue

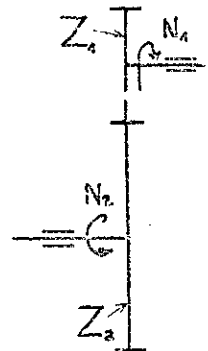
$Z_2 = 2 \cdot 20 = 40$ $Z_2 = 40$

Le nombre de tours sur l'arbre d'entrée est donné

par le rapport $i_{r2} = \frac{N_1}{N_2}$, $N_2 = \frac{1}{i_{r2}} N_1$

$N_1 = N_{em} = 3000 \text{ tr/min}$

$N_2 = 1500 \text{ tr/min}$



III.2. Calcul des dentures à la résistance à la rupture

Le module est défini par la formule empirique suivante :

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 M_{n1} \cdot Y_{F1} \cdot Y_E}{Z_1^2 \cdot \sigma_{b,lim} \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right) \cdot K_v \cdot K_A \cdot K_{bl} \cdot K_M}}$$

1. Choix du facteur b/d_1 .

Pour les engrenages des 6^e, 7^e et 8^e classe on a $\frac{b}{d_1} = 0,4 \div 1,2$

Et comme le pignon est en porte à faux sur le bout d'arbre de l'électro-moteur, on est obligé à prendre une valeur modérée. Prenons $\frac{b}{d_1} = 0,9$

2. Calcul du couple d'entrée à ce réducteur.

Le couple est défini par la relation : $M_{n1} = \frac{P_v}{i_{r2} \cdot \omega_{em}}$

P_v est la puissance d'entrée au variateur. $P_v = 16,886 \text{ kW}$

η_{r2} est le rendement de cet engrenage $\eta_{r2} = 0,985$

ω_{em} : vitesse angulaire du pignon moteur $\omega_{em} = \frac{2\pi N_{em}}{60} = 314,16 \text{ rad/s}$

$M_{n1} = \frac{16,886 \cdot 10^3}{0,985 \cdot 314,16} = 54,568 \text{ m.N}$

$M_{n1} = 54,568 \text{ m.N}$

3. Facteur de conduite Y_E .

Adoptons pour le moment la valeur $Y_E = 1$

4. Facteur de forme Y_{Fa}

Nous avons $Z_1 = 20 > Z'_{min} = 14$, pour cela effectuons une correction de denture qui est recommandée pour améliorer la résistance des dents. La relation $Z_1 + Z_2 \geq 2Z'_{min}$, $60 > 28$, nous impose l'utilisation des dentures déportées sans variation d'entraxe : $X_1 + X_2 = 0$

A partir de $\begin{cases} \sum X = 0 \\ Z_1 = 20 \\ i_2 = 2 \end{cases}$ par la fig. VII 31 (voir annexe) on déduit $\begin{cases} X_1 = +0,29 \\ X_2 = -0,29 \end{cases}$

Le choix du facteur de forme Y_{Fa} sera fait en utilisant les valeurs

$\begin{cases} Z_1 = 20 \\ X_1 = +0,29 \\ \alpha = 20^\circ \end{cases}$ dans la fig. VII 7, on aura $Y_{Fa} = 2,53$

5. σ_{blim} : Valeur limite de base de la contrainte de rupture.

Notre choix du matériau restera sur l'acier allié 60NC12 dont $\sigma_b = 170 \text{ daN/mm}^2$ et $\sigma_H = 510 \text{ daN/mm}^2$, avec trempe superficielle localisée et un revenu de $T_H = 850$, $R_v = 400$.

Pour $\sigma_b = 170 \text{ daN/mm}^2$ nous tirons de la fig. VII 17. la valeur de $\sigma_{blim} = 28 \text{ daN/mm}^2$

6. Facteurs de correction de la contrainte limite admissible et de la charge limite admissible.

a) Soit la classe III de précision : denture de bonne qualité où $V_t = 5 \div 20 \text{ m/s}$, classe 7, 8 et 9 du système I.S.O. de tolérances des engrenages.

Prenons $V_t = 10 \text{ m/s}$ avec laquelle par la fig. VII 19. on obtient le facteur de vitesse $K_v = 0,65$.

b) Facteur de service K_A .

- Adoptons :
- moteur : Electro-moteur
 - degré de choc de l'organe receptrice : II (fonctionnement avec chocs modérés)
 - nombre d'heures de travail/jour : 24 h/j

d'après ce choix, on tire du tableau K_A :

$$k_A = 0,70 \left(\frac{1}{1,45} \right) = 0,4827$$

$$K_A = 0,48$$

c) Facteur de durée K_{BL}

- Longévité $H = 10000h$

- Vitesse du pignon $N_1 = 3000 \text{ tr/min}$

Le nombre de cycles est: $N = 60 \cdot H \cdot N_1 \cdot n = 60 \cdot 10^4 \cdot 3000 \cdot 1 = 1,8 \cdot 10^9$ cycles

A partir de ces valeurs, on tire de la fig VII.21 le facteur de durée

$$N_1 = 3000 \text{ tr/min}$$

$$K_{BL} = 0,65$$

$$H = 10000h$$

d) Facteur de portée K_M

Avec le rapport: $\frac{b}{d_1} = 0,9$, On tire de la fig VII.23

la courbe 1

$$K_M = 1$$

7) Calcul du module m :

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_{n1} \cdot Y_F \cdot Y_E}{Z_1^2 \cdot \sigma_{blim} \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right) \cdot K_A \cdot K_{BL} \cdot K_M \cdot K_V}}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 54,568 \cdot 10^3 \cdot 2,53 \cdot 1}{15^2 \cdot 28 \cdot 10 \cdot 0,9 \cdot 0,48 \cdot 0,65 \cdot 1 \cdot 0,65}} = 2,885 \text{ mm}$$

Adoptons en module normalisé $m = 3 \text{ mm}$

8) Précision des facteurs de conduite Y_E et de vitesse K_V

• Pour le facteur de conduite Y_E on a :

$$\left. \begin{array}{l} - d_1 = m Z_1 = 3,5 \cdot 20 = 70 \\ - \frac{b}{d_1} = 0,9 \end{array} \right\} \text{On tire: } b = 0,9 \cdot 70 = 63 \text{ mm}$$

L'effort tangentiel est: $F_t = \frac{2 \cdot M_{n1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 54,568 \cdot 10^3}{70} = 1559 \text{ N}$

d'où l'on tire: $\frac{F_t}{b} = \frac{1559}{63} = 24,74 \text{ N/mm}$ soit $\frac{F_t}{b} = 2,47 \text{ daN/mm}$

$$\left. \begin{array}{l} \left\{ \begin{array}{l} Z_1 = 20 : \text{ la fig III.3 nous donne } U_1 = 0,77 \\ Z_2 = 40 : \text{ la fig III.3 nous donne } U_2 = 0,88 \end{array} \right\} \varepsilon_\alpha = U_1 + U_2 = 1,65, \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = 0,6 \\ \alpha = 20^\circ \end{array} \right\}$$

L'erreur de pas de base [11] :

- Pour le pignon, avec : - classe 7
 - $m = 3$
 - $d_1 = 70$ } on a $F_{tbp} = 16 \mu m$

- Pour la roue, avec : - classe 7
 - $m = 3$
 - $d = 140$ } on a $F_{tbr} = 16 \mu m$

$$F_{tb} = \sqrt{F_{tbp}^2 + F_{tbr}^2} = 22,63 \mu m$$

$F_{tb} = 22,63$
 $\frac{F_{tb}}{b} = 2,47$ } la fig VII 8 nous donne $q_L > 1$

Comme on a : $\frac{1}{\epsilon_\alpha} = 0,6$, on déduit que : $q_L > \frac{1}{\epsilon_\alpha}$, donc notre choix est bon
 pour $\boxed{Y_\epsilon = 1}$

Pour le facteur de vitesse K_v

Vitesse périphérique $V_1 = \omega_1 \cdot \frac{d_1}{2} = \frac{2\pi \cdot N_1}{60} \cdot \frac{d_1}{2} = \frac{\pi \cdot N_1 \cdot d_1}{60}$

$$V_1 = \frac{\pi \cdot 3000 \cdot 70 \cdot 10^{-3}}{60} = \pi \cdot 50 \cdot 70 \cdot 10^{-3} = 10,99 \text{ m/s}$$

$V_1 \approx 11 \text{ m/s}$ nous donne la nouvelle valeur de $\boxed{K_v = 0,67}$

Et aussi pour $m \geq 2,929$ soit on a toujours $\boxed{m = 3 \text{ mm}}$

9) Calcul de l'entraxe

$$a = \frac{m(Z_1 + Z_2)}{2} = \frac{3(20 + 40)}{2} = 90 \text{ mm}$$

III-3 Calcul à la pression superficielle.

1) σ_{Hlim} : valeur limite de base de la pression superficielle σ_H de Hertz

Avec la valeur $\sigma_H = 510 \text{ daN/mm}^2$, la fig VII.37 nous donne $\sigma_{Hlim} = 128 \text{ daN/mm}^2$

2) Facteur de rapport $\frac{u}{u+1}$

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{40}{20} = 2 = i$$

$$\frac{u}{u+1} = \frac{i}{i+1} = \frac{2}{2+1} = \frac{2}{3} = 0,666 \text{ cette valeur est vérifiée sur la fig VII.35.}$$

3) Facteur matériau Z_E

$$Z_E = \sqrt{0,35 \cdot E} ; Z_E = \sqrt{0,35 \cdot 2,1 \cdot 10^{11}} = 2,71 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$Z_E^2 = 7,35 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$$

4) Facteur géométrique Z_c (primitif)

Pour les valeurs $\begin{cases} \beta = 0 \\ \alpha = 20^\circ \end{cases}$ la figure VIII 33 nous donne :

$$Z_c^2 = 3,12$$

5) Facteur de longueur de contact Z_β

Pour la denture droite on a : $\varepsilon_\beta = 0$

le facteur de conduite est : $\varepsilon_\alpha = 1,65$

à partir de ces valeurs, on tire de la figure VIII 31 :

$$Z_\beta^2 = 0,78$$

6) Facteurs de correction de la pression de Hertz et de la charge limite de base.

a) Facteur de durée K_{HL} :

Avec $\begin{cases} H = 10000 \text{ R} \\ N_1 = 3000 \text{ tr/mn} \end{cases}$ la figure VII 21 nous donne : $K_{HL} = 0,5$

b) Facteur de vitesse : $K_v = 0,67$

c) Facteur de service : $K_A = 0,48$

d) Facteur de portée : $K_M = 1$

} Trouvées précédemment

7) L'entraxe sera alors :

$$a \gg \left(\frac{2+1}{2} \right)^3 \sqrt[3]{ \frac{2 \cdot 54,568 \cdot 10^3}{1280^2 \cdot 0,9} \left(\frac{2+1}{2} \right) \frac{7,35 \cdot 10^4 \cdot 3,12 \cdot 0,78}{0,67 \cdot 0,48 \cdot 1 \cdot 0,5} } = 74,7 \text{ mm}$$

On adopte alors $m = 3,5 \text{ mm}$, d'où $a = \frac{3,5(20+40)}{2} = 105 \text{ mm}$

$$a = 105 \text{ mm}$$

8) Calcul des dimensions principales :

a) diamètre primitif du pignon :

$$d_1 = mZ_1 = 3,5 \cdot 20 = 70 \text{ mm}$$

$$\text{diamètre du fond : } d_{f1} = d_1 - 2r_{p1} = mZ_1 - m(2,5 - 2X_1)$$

$$d_{f1} = 3,5(20 - 2,5 + 2 \cdot 0,29) = 63,3 \text{ mm}$$

$$\text{diamètre de tête : } d_{a1} = d_1 + 2r_{a1} = mZ_1 + 2m(1 + X_1)$$

$$d_{a1} = 3,5(20 + 2 + 2 \cdot 0,29) = 79 \text{ mm}$$

b) Pour la roue :

$$d_2 = m Z_2 = 3,5 \cdot 40 = 140 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 r_{f2} = m Z_2 - 2 m (1,25 - X_2) = 3,5 (40 - 2,5 + 2(-0,29))$$

$$d_{f2} = 129 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 r_{a2} = m Z_2 + 2 m (1 + X_2) = 3,5 [40 + 2 + 2(-0,29)]$$

$$d_{a2} = 145 \text{ mm}$$

c) Tableau récapitulatif :

	1	2
m (mm)	3,5	3,5
$p = \pi m$ (mm)	10,99	10,99
d (mm)	70	140
d_f (mm)	63,3	129
d_a (mm)	79	145

III.4 Calcul dynamique

a) Effort tangentiel

$$F_t = \frac{2C}{d_1} \quad ; \quad C = M n_1 = 54,568 \text{ mN} ; \quad F_t = \frac{2 \cdot 54,568 \cdot 10^3}{70} = 1559 \text{ N}$$

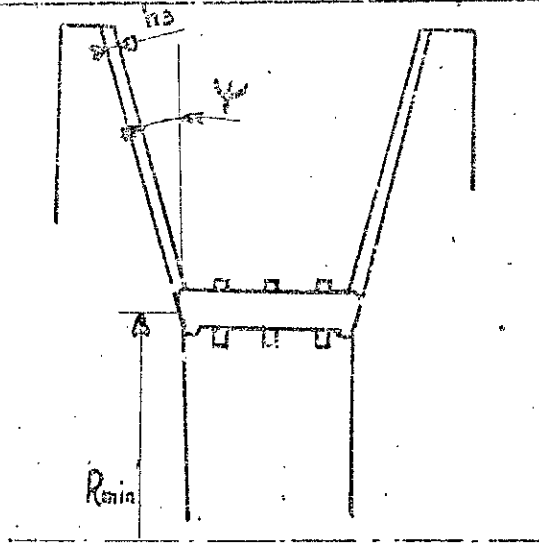
b) Effort normal :

$$F_n = F_t \cdot \tan 20^\circ = 567,4 \text{ N}$$

CHAPITRE IV

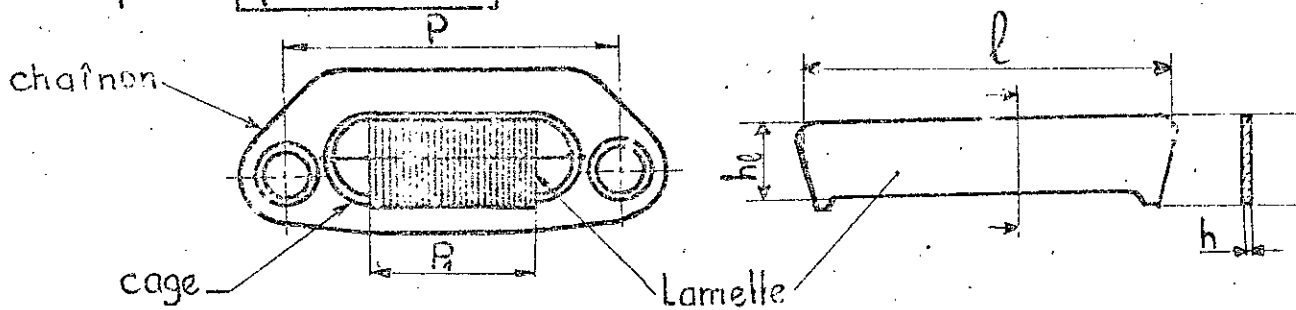
CALCUL DE LA TRANSMISSION PAR CHAÎNE

IV1 Dimensionnement de la chaîne et poulie [1]



IV11 Pas du chaînon

En fonction de la puissance de l'électro-moteur $P = 18,5 \text{ Kw}$ on aura le pas $p = 44 \text{ mm.}$



IV12 Hauteur d'une lamelle

La hauteur des lamelles des chaînes est fixée dans l'intervalle : $h_l = 8 \div 10 \text{ mm.}$

Prenons $h_l = 10 \text{ mm.}$

IV 13 Hauteur des dentures des poulies

Cette hauteur est donnée par $h_3 = 3 \div 4 \text{ mm}$.

Choisissons $h_3 = 4 \text{ mm}$.

IV 14 Angle d'inclinaison des poulies

Il est donné par $\psi = 15^\circ \div 20^\circ$

Adoptons un angle $\psi = 15^\circ$ qui est une valeur donnant le minimum de déplacement axial au cours du réglage et élimine le coincement de la chaîne entre les demi-poulies.

IV 15 Épaisseur de la lamelle

Elle est donnée par $h = 0,6 \div 0,8 \text{ mm}$.

Prenons $h = 0,8 \text{ mm}$.

IV 16 Calcul du rayon minimum d'enroulement de la chaîne sur les poulies

Le rayon minimum est donné par la formule empirique:

$$R_{\min} > 0,5 \sqrt{P^2 \left[0,07 \left(\frac{P}{h_3} \sin \psi \right)^2 + 0,5 \right] + \frac{h_3^2}{\sin \psi}}$$

$$R_{\min} > 0,5 \sqrt{44^2 \left[0,07 \left(\frac{44}{4} \cdot \sin 15^\circ \right)^2 + 0,5 \right] + \frac{4^2}{\sin 15^\circ}} = 23,066 \text{ mm}.$$

Avant de choisir un rayon $R_{\min} > 23,066 \text{ mm}$, vérifions d'abord la valeur du diamètre de l'arbre de poulie.

Calculons à la torsion simple l'arbre des poulies.

On a la formule de résistance $d \geq \sqrt[3]{\frac{16 C_t}{\pi \cdot R_p}}$

C_t est le couple de torsion de l'arbre, c'est le couple d'entrée du variateur $C_t = C_v = \frac{P_v}{\omega_v}$.

P_v : est la puissance d'entrée au variateur $P_v = 16,886 \text{ kw}$

ω_v : est la vitesse angulaire d'entrée au variateur $\omega_v = \frac{2\pi N_v}{60} = \frac{2\pi \cdot 1500}{60} = 157,079 \text{ rd/s}$

Alors $C_t = \frac{16,886 \cdot 10^3}{157,079} = 107,5 \text{ mN}$.

R_p est la contrainte admissible de l'arbre d'entrée au variateur

$R_p = (200 \div 400) \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$. Prenons $R_p = 20 \text{ N/mm}^2$.

le diamètre sera alors $d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 107,5 \cdot 10^3}{\pi \cdot 20}} = 30,14 \text{ mm}$.

Choisissons $d = 40 \text{ mm}$.

Fixons $R_{\min} = 70 \text{ mm}$.

Vérification de la vitesse périphérique de la chaîne.

On a la condition que la vitesse périphérique de la chaîne à lamelles ne doit pas dépasser au maximum la valeur 22 m/s , c.à.d. que $V_{\max} \leq 22 \text{ m/s}$.

Calculons cette vitesse pour notre cas : $V_{\max} = \omega_v \cdot R_{\max}$

la vitesse est maximale sur le rayon maximum.

Calcul du rayon maximum : R_{\max} .

On a l'étendue $D = \frac{\lambda_{\max}}{\lambda_{\min}}$ or $\lambda_{\max} = \frac{R_{\max}}{R_{\min}}$ et $\lambda_{\min} = \frac{R_{\min}}{R_{\max}}$

donc $D = \left(\frac{R_{\max}}{R_{\min}}\right)^2$; $D = 4 \Rightarrow R_{\max} = R_{\min} \cdot \sqrt{D}$

d'où $R_{\max} = 140 \text{ mm}$.

de même $V_{\max} = 157,079 \cdot 140 \cdot 10^{-3} = 21,99 \text{ m/s}$ ce qu'il fallait trouver.

IV 1.7 Calcul de la longueur des lamelles :

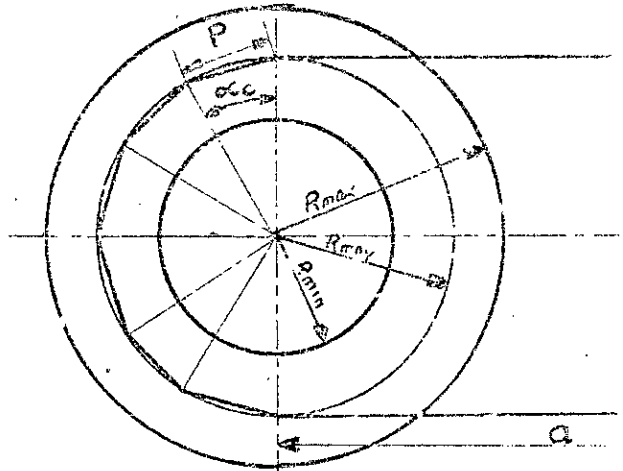
La longueur est donnée par la formule empirique

suivante : $l \geq 2(R_{\max} - R_{\min} + R_p) \operatorname{tg} \psi + \Delta l$

Δl représente la distance minimale entre les deux demi-poulies lorsque le rayon est

Choisissons $\Delta l = 5 \text{ mm}$, d'où donc $l \geq 47,87 \text{ mm}$ soit $l = 48 \text{ mm}$

IV.18. Calcul du nombre total de



De la figure ci-dessus on formule

$$\sin \frac{\alpha_c}{2} = \frac{p/2}{R_m} = \frac{p}{2R_m} \quad \text{d'où} \quad \alpha_c = 2 \arcsin \frac{p}{2R_m}$$

- avec α_c : angle de chaînon
- p : pas du chaînon
- R_m : Rayon moyen d'enroulement

Le nombre total de chaînons de la chaîne est Z_c avec Z_{c_1}, Z_{c_2} : nombre de chaînons sur

Et, comme les deux poulies sont identiques, $Z_{c_1} = Z_{c_2} = \frac{Z_c}{2}$.
 a : entraxe des poulies, il est choisi d'après

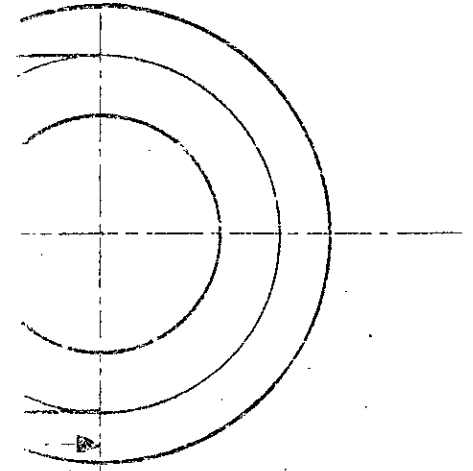
transmettre : $a = 400 \text{ mm}$

$$\text{Alors } Z_c = \frac{\pi a}{\arcsin \frac{p}{2R_m}} + \frac{2a}{p} \quad (1)$$

les deux num.

$$(40 - 70 + 10) \tan 15^\circ + 5$$

ans:



relation suivante :

sur la poulie.

$$Z_{c_1} + Z_{c_2} + \frac{2a}{p}$$

moyen de chaque poulie

$$\text{a } Z_{c_1} = Z_{c_2} = \frac{\pi a}{\alpha_c}$$

puissance du moteur, à

$$R_m = \frac{R_{max} + R_{min}}{2} = \frac{140 + 70}{2} = 105 \text{ mm}, e \text{ et } p = 44 \text{ mm}.$$

$$Z_c = \frac{\pi}{\arcsin \frac{44}{2 \times 105}} + \frac{2 \times 400}{44} = 33,06 \text{ soit } \boxed{Z_c = 33 \text{ chaînons}}$$

Vérifions la valeur de l'entraxe pour ce nombre $Z_c = 33$.

$$\text{de (1) on tire : } a = \frac{P}{2} \left(Z_c - \frac{\pi}{\arcsin \frac{e}{2R_m}} \right) = \frac{44}{2} \left(33 - \frac{\pi}{\arcsin \frac{44}{2 \times 105}} \right) = 398,58 \text{ mm}$$

Soit $a = 400 \text{ mm}$

IV.1.9. Longueur de la chaîne

La longueur de la chaîne est exprimée par $L = Z_c \times p$

$$L = 33 \times 44 = 1452 \text{ mm} \quad \boxed{L = 1452 \text{ mm}}$$

IV.2. Calcul de résistance de la chaîne

IV.2.1 Calcul des lamelles à la flexion

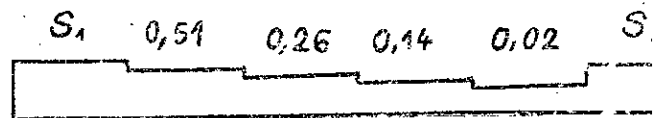
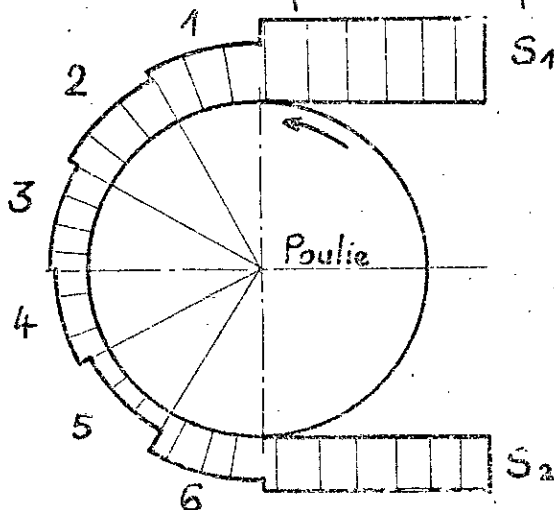
La contrainte de flexion d'une lamelle est donnée par la formule empirique:

$$\sigma_f = \frac{K_d \cdot K \cdot F_c \cdot h_f}{W_f \cdot K_p \cdot Z_p} < \sigma_{adm}$$

K_d : coefficient dynamique donné sur l'intervalle $K_d = 4 \div 5$.

Adoptons $\boxed{K_d = 4,5}$

K : coefficient de répartition de la charge entre les chaînons de la chaîne. Il est représenté par la figure suivante:



Sur cette figure, la poulie motrice transmet l'effort sur la chaîne. on remarque que le premier chaînon contactant la poulie est le plus chargé choisissons alors $K = 0,51$

Calcul de l'effort tangentiel T

Considérons le cas le plus défavorable où T est maximum donc c'est lorsque le rayon d'enroulement est minimum.

$$T = \frac{C_v}{R_{\min}} = \frac{107,5}{70 \cdot 10^{-3}} = 1535,7 \text{ N.}$$

$$T = 1535,7 \text{ N}$$

h_f c'est la hauteur de flexion

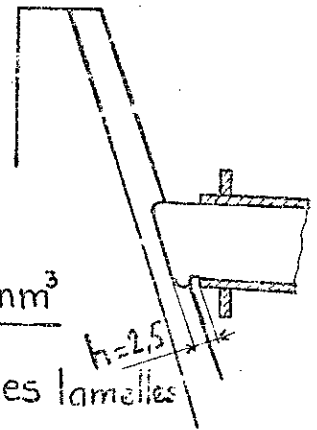
Pour une hauteur de denture $h_3 = 4 \text{ mm}$

Adoptons une hauteur de flexion $h_f = 2,5 \text{ mm}$.

W_f est le module de la section soumise à la

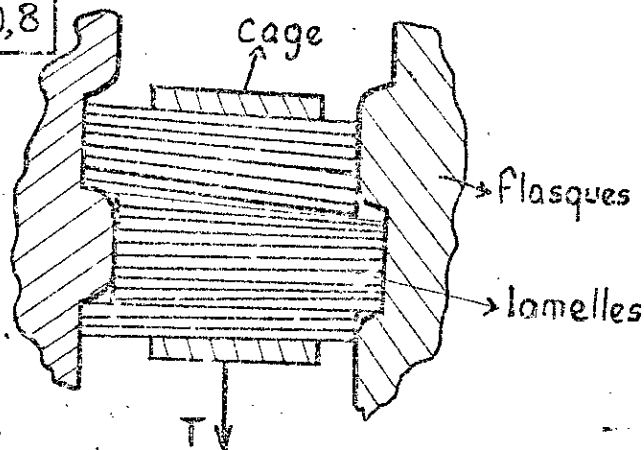
flexion $w_f = \frac{1}{6} \cdot h_l \cdot h^2$, $w_f = \frac{1}{6} \times 10 \times (0,8)^2 = 1,066 \text{ mm}^3$

K_p est le coefficient d'irrégularité de flexion sur les lamelles



La figure ci-dessous nous le montre

Adoptons $K_p \approx 0,8$



Z_p est le nombre de lamelles dans un paquet

D'après les dimensions du chaînon de pas $p = 44 \text{ mm}$, adoptons comme épaisseur du paquet $p_1 = 22,4 \text{ mm}$.

Le nombre de lamelles dans un paquet est $Z_p = \frac{p_1}{h}$

$$Z_p = \frac{22,4}{0,8} = 28$$

$$Z_p = 28 \text{ lamelles}$$

La contrainte admissible à la flexion : $\sigma_{p adm}$

Choisissons pour les lamelles un acier à haute limite élastique [7] de nuance 45 57 dont la résistance à la rupture est $R_r = 1400 \text{ N/mm}^2$

. Pour la flexion, prenons un coefficient de sécurité $C_f = 2$

$$\text{donc } \sigma_{p adm} = \frac{R_r}{C_f} = \frac{1400}{2} = 700 \text{ N/mm}^2.$$

. Pour la pression superficielle prenons un coefficient de sécurité $C_p = 3$. On a alors $\sigma_{p adm} = \frac{R_r}{C_p} = \frac{1400}{3} = 466,66 \text{ N/mm}^2$

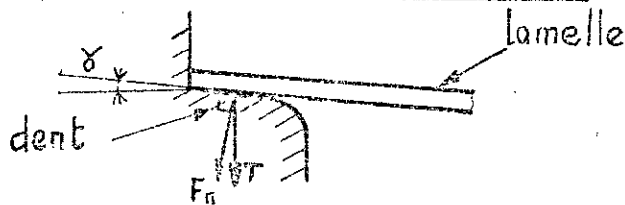
La contrainte à la flexion d'une lamelle est donc :

$$\sigma_p = \frac{4,5 \times 0,51 \times 1535,7 \times 2,5}{1,066 \times 0,8 \times 28} = 369 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{p adm} = 700 \text{ N/mm}^2$$

IV.2.2. Calcul des lamelles à pression superficielle

La contrainte à la pression superficielle d'une lamelle est donnée par la formule empirique :

$$\sigma_p = \frac{K_d \cdot K \cdot F_n}{Z_k \cdot S} < \sigma_{p adm} = 466,66 \text{ N/mm}^2$$



L'angle d'inclinaison des dentures des poulies est donné par l'intervalle $\delta = 8 \div 15^\circ$. Choisissons $\delta = 10^\circ$.

— L'effort normal au flanc de la denture est exprimé par $F_n = \frac{T}{\cos \delta}$

$$F_n = \frac{1535,7}{\cos 10^\circ} = 1559,39 \text{ N}$$

$$F_n = 1559,4 \text{ N}$$

Le coefficient dynamique est $K_d = 4,5$

Le coefficient de répartition de charge est $K = 0,51$.

- La surface d'une lamelle soumise à la pression est $S = h_l \times 2$
 $S = 10 \times 2 = 20 \text{ mm}^2$.

- Le nombre de lamelles en contact avec les surfaces actives des dents de la poulie est Z_k :

. Au niveau de R_{\min} on a d'après une construction graphique $Z_k = 3$ lamelles en contact avec trois surfaces actives de dents

Alors $\bar{\sigma}_p = \frac{4,5 \times 0,51 \times 1559,4}{3 \times 20} = 59,647 < \bar{\sigma}_{p,adm} = 466,66 \text{ N/mm}^2$

. Au niveau du R_{\max} on a d'après la figure : $Z_k = 2$.

Dans ce cas l'effort périphérique est égal à :

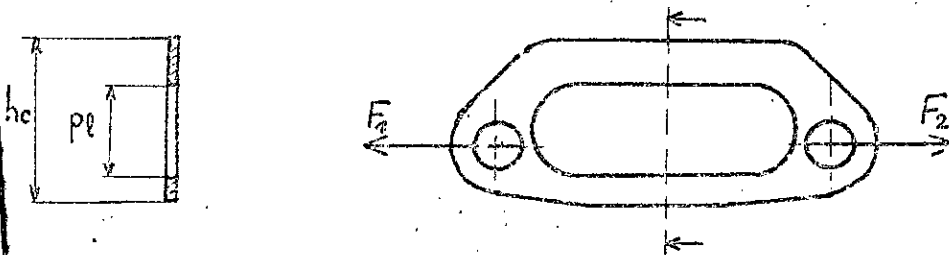
$$F_t = \frac{C_v}{R_{\max}} = \frac{107,5}{140 \cdot 10^{-3}} = 767,857 \text{ N.} \quad \boxed{F_t = 767,857 \text{ N.}}$$

ce qui nous donne $F_n = \frac{F_t}{\cos \theta} = \frac{767,9}{\cos 10^\circ} = 779,746 \text{ N} \quad \boxed{F_n = 779,7 \text{ N}}$

Alors $\bar{\sigma}_p = \frac{4,5 \times 0,51 \times 779,7}{2 \times 20} = 44,735 < \bar{\sigma}_{p,adm} = 466,66 \text{ N/mm}^2$

IV.2.3 Calcul des chaînons

IV.2.3.1 Calcul d'un chaînon à la traction



La contrainte de traction est $\sigma = \frac{N}{S} < \bar{\sigma}_{adm}$

On a 6 chaînons par cage de lamelles, l'effort de traction sur un seul chaînon est donc $F_1 = F_2 = N = \frac{T}{6} = \frac{1535,7}{6} = 255,95 \text{ N} \quad \boxed{F_1 = 256 \text{ N}}$

La section soumise à la traction est : $s = (h_c - p_l) e_c$

où h_c : hauteur du chaînon $h_c = 24 \text{ mm}$

p_l : hauteur de la cage à lamelles $p_l = 12 \text{ mm}$,

e_c : épaisseur du chaînon $e_c = 1,5 \text{ mm}$,

$$s = (24 - 12) 1,5 = 18 \text{ mm}^2$$

$$\sigma = \frac{256}{18} = 14,22 \text{ N/mm}^2$$

Choisissons un acier non allié spécial [7] de $R = 450 \text{ N/mm}^2$, cc20 et un coefficient de sécurité $\alpha = 3$; ce qui donne la contrainte

admissible à la traction $\sigma_{t.adm} = \frac{450}{3} = 150 \text{ N/mm}^2$.

On a bien $\sigma = 14,22 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{t.adm} = 150 \text{ N/mm}^2$.

IV.2.3.2 Calcul d'un chaînon au cisaillement

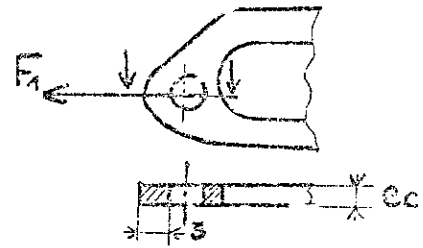
La contrainte au glissement est :

$$\tau_g = \frac{F_t}{s} < \tau_{g.adm}$$

$$\text{On a } \tau_{g.adm} = \frac{\sigma_{t.adm}}{2} = \frac{150}{2} = 75 \text{ N/mm}^2$$

La section cisailée est $S = e_c \times 3 = 1,5 \times 3 = 4,5 \text{ mm}^2$

$$\tau = \frac{256}{4,5} = 57 \text{ N/mm}^2 < 75 \text{ N/mm}^2$$



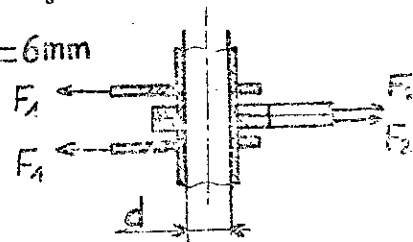
IV.2.4. Calcul des axes d'articulation des chaînons au cisaillement

La contrainte de glissement est $\tau_g = \frac{F_t}{S} < \tau_{g.adm}$

La section cisailée de l'axe est $S = \frac{\pi d^2}{4}$, et avec $d = 6 \text{ mm}$

$$\text{on aura } S = \frac{\pi \cdot 6^2}{4} = 28,274 \text{ mm}^2$$

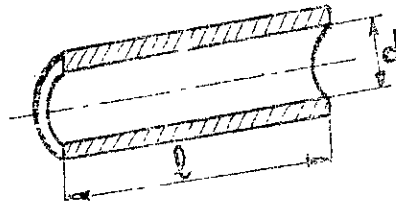
$$\tau_g = \frac{256}{28,274} = 9,05 \text{ N/mm}^2$$



Choisissons pour ces axes un acier non allié spécial [7] XC55 de résistance à la rupture $R = 720 \text{ N/mm}^2$, avec un coefficient de sécurité

$c=3$, ce qui nous donnera une résistance pratique $\sigma_{adm} = \frac{720}{3} = 240 \text{ N/mm}^2$.
 La contrainte admissible au glissement sera alors $\tau_{g,adm} = \frac{\sigma_{adm}}{2} = 120 \text{ N/mm}^2$
 on a bien vérifié que $\tau_g = 9,05 \text{ N/mm}^2 < \tau_{g,adm} = 120 \text{ N/mm}^2$.

IV.2.5. Calcul des bagues des axes d'articulation à la pression diamétrale



La pression diamétrale admissible est $p_{adm} = 15 \text{ N/mm}^2$ [2].

La pression diamétrale est $p = \frac{F}{l \times d} < p_{adm}$; considérons une partie de la

bague sous deux chaînons . Sa longueur est $l = 2e_c + 3 = 2 \times 1,5 + 3 = 6 \text{ mm}$

L'effort résultant donnant lieu à la pression sur cette longueur est

$$F = 2F_1 = \frac{T}{3} = \frac{1535,7}{3} = 511,9 \text{ N} , \quad P = \frac{511,9}{6 \times 6} = 14,22 \text{ N/mm}^2 < P_{adm} = 15 \text{ N/mm}^2$$

IV. 3. Calcul des arbres de poulies

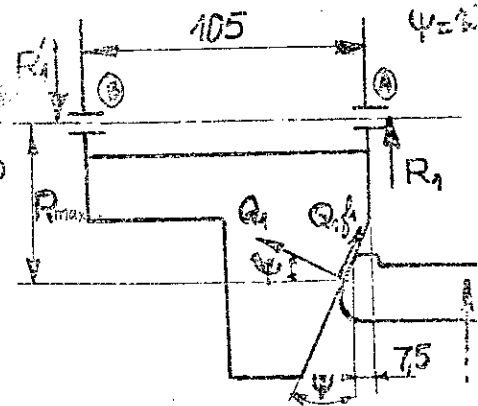
IV. 3.1. Calcul des actions des flasques sur l'arbre d'entrée (56)

a) Le moment par rapport au point A de toutes les forces extérieures au flasque.

$$M_A = (Q_1 \cos \psi - f_1 Q_1 \sin \psi) R_{min} + (Q_1 \sin \psi + Q_1 f_1 \cos \psi) 7,5 - R_1' \cdot 105 = 0$$

Nous avons pris le cas où $R = R_{min}$: cas le plus défavorable, ce qui fait que l'effort périphérique est maximum :

$$T_{max} = \frac{C_v}{R_{min}}$$



f_1 est le coefficient de frottement entre lamelles et flasques , nous le prenons $f_1 = 0,1$

ψ est l'angle d'inclinaison des dentures des flasques , $\psi = 15^\circ$.

R_1' est la réaction de l'arbre sur une extrémité d'un flasque . C'est ce qu'on cherche ; elle est égale et opposée à l'action du flasque sur l'arbre .

Q_1 est l'action normale des lamelles sur un flasque . Elle est tirée de l'équation

$$F = 2Q_1 \sin \psi + 2f_1 Q_1 \cos \psi \quad Q_1 = \frac{F}{2(\sin \psi + f_1 \cos \psi)}$$

F , représente la résultante des forces de tension T et t sur les brins tendu et mou : $\vec{F} = \vec{T} + 2\vec{t}$.

Il est connu dans la transmission par chaîne que : $2t = (10+20)\%T$, Prenons $2t = 15\%T$. D'où $\vec{F} = \vec{T} + 2\vec{t} = \vec{T} + 0,15\vec{T} = 1,15T$.

$$F = 1,15 T \cos \beta$$

D'après la construction on relève $\beta = 10^\circ$

$$T = \frac{C_v}{R_{\min}} = \frac{R_v}{\omega_v \cdot R_{\min}} = \frac{16,886 \cdot 10^{23}}{2\pi \cdot 1500 \cdot 70 \cdot 10^{-3}} = 1535,7 \text{ N.}$$

$$\text{Alors } F = 1,15 \times 1535,7 \cos 10^\circ = 1739,2 \text{ N.}$$

$$\text{On aura donc : } Q_1 = \frac{1739,2}{2(\sin 15^\circ + 0,08 \cos 15^\circ)} = 2587,4 \text{ N}$$

Tirons R'_1 de l'équation $\mathcal{M}_A = 0$

$$R'_1 = \frac{Q_1 [(\cos \psi - f_1 \sin \psi) R_{\min} + (\sin \psi + f_1 \cos \psi) 7,5]}{105}$$

$$R'_1 = \frac{2587,4 [(\cos 15^\circ - 0,08 \sin 15^\circ) 70 + (\sin 15^\circ + 0,08 \cos 15^\circ) 7,5]}{105} = 1692,58 \approx 1692,6 \text{ N}$$

$$\boxed{R'_1 = 1692,6 \text{ N}}$$

b) Calcul de R_1 .

Le moment par rapport au point B de toutes les forces extérieures au flasque est nul :

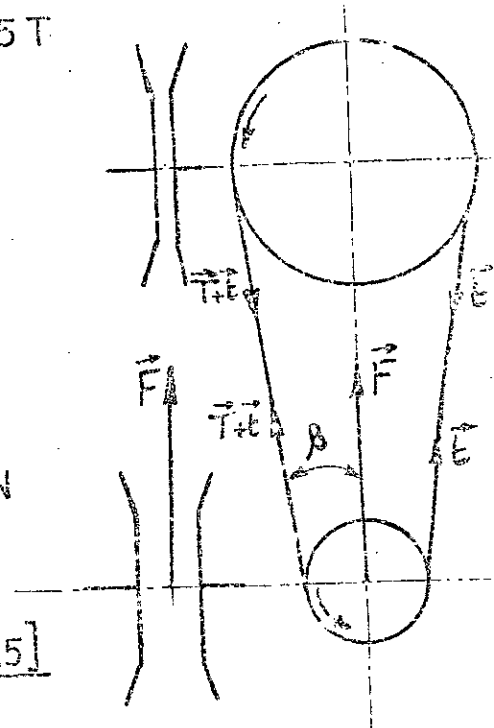
$$\mathcal{M}_B = (Q_1 \cos \psi - f_1 Q_1 \sin \psi) R_{\min} - (Q_1 \sin \psi + f_1 Q_1 \cos \psi) (105 - 7,5) - R_1 \cdot 105 = 0.$$

$$\text{Nous en déduisons : } R_1 = \frac{Q_1 [(\cos \psi - f_1 \sin \psi) R_{\min} - (\sin \psi + f_1 \cos \psi) 97,5]}{105}$$

$$R_1 = \frac{2587,4 [(\cos 15^\circ - 0,08 \sin 15^\circ) 70 - (\sin 15^\circ + 0,08 \cos 15^\circ) 97,5]}{105} = 822,9$$

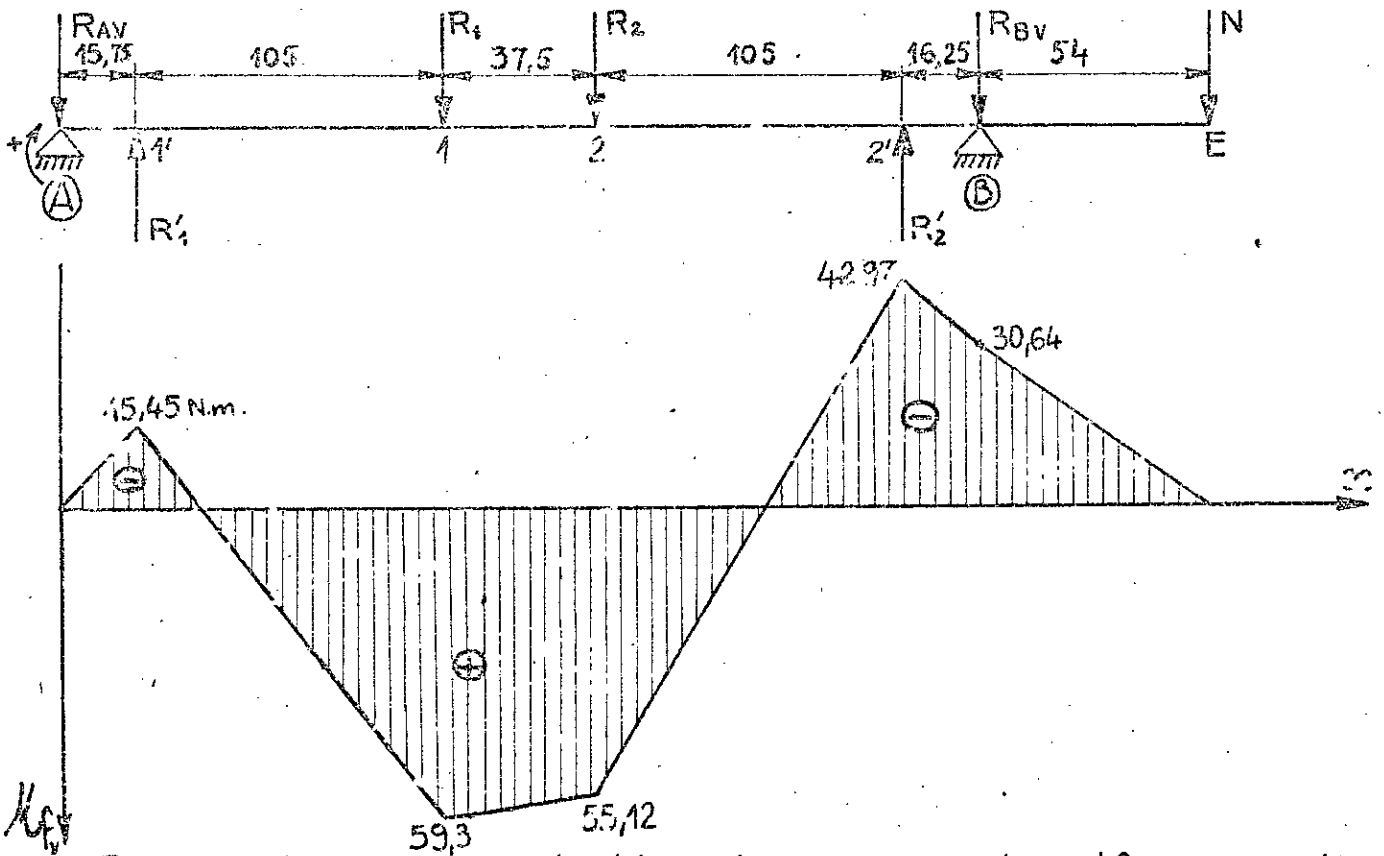
$$\boxed{R_1 = 823 \text{ N}}$$

R_1 et R'_1 sont les réactions de l'arbre sur le flasque, elles sont égales et opposées aux actions du flasque sur l'arbre.



IV.3.2. Calcul des réactions des paliers de l'arbre d'entrée

a) Etude l'équilibre suivant le plan vertical



Pour que l'arbre soit en équilibre dans cette position il faut que : $M_A = 0$, $M_E = 0$, $\sum \vec{F} = \vec{0}$.

$$M_A = -R'_{1'} \cdot 15,75 + R_1 \cdot 120,75 + R_2 \cdot 158,25 - R'_{2'} \cdot 263,25 + R_{BV} \cdot 279,5 + N \cdot 333,5 = 0$$

avec $R_1 = R_2$ et $R'_{1'} = R'_{2'}$ car les deux flasques sont identiques

N c'est l'effort normal entre les dentures de l'engrenage simple

$$N = F_t \cdot \tan \alpha = \frac{C_v}{d_1/2} \cdot \tan \alpha = \frac{54568}{35} \tan 20^\circ = 1559 \tan 20^\circ = 567,50 \text{ N}$$

$$\boxed{N = 567,5 \text{ N}}$$

De l'équation $M_A = 0$ on tire la réaction du palier en B :

$$R_{BV} = \frac{R'_{1'} (15,75 + 263,25) - R_1 (120,75 + 158,25) - N \cdot 333,5}{279,5} = 190,90 \text{ N}$$

$$\boxed{R_{BV} = 190,90 \text{ N}}$$

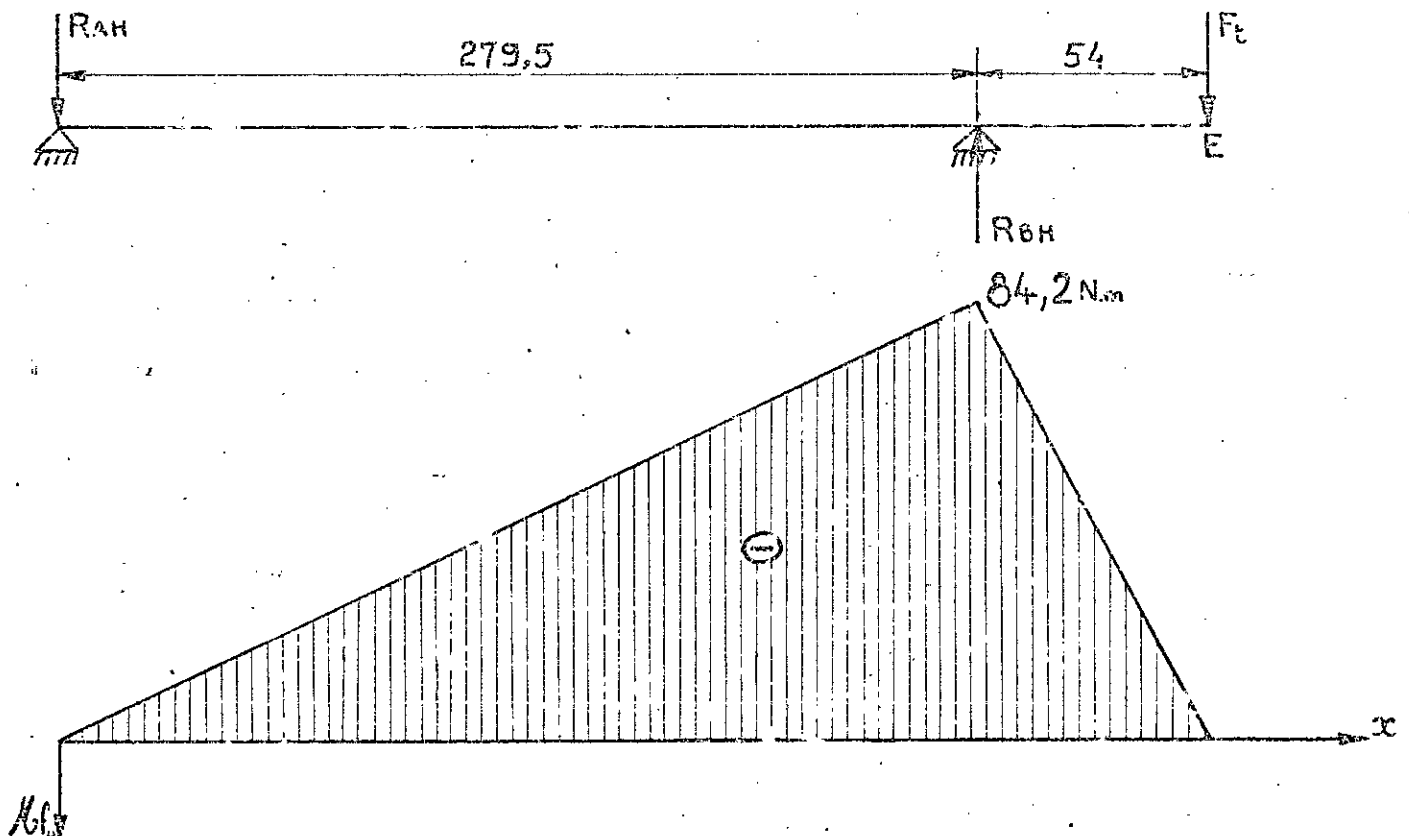
$$M_B = R_{AV} \cdot 279,5 - R_1 \cdot 158,75 - R_2 \cdot 121,25 + R'_1 \cdot 263,75 + R'_2 \cdot 16,25 + N \cdot 54 = 0$$

On en tire :
$$R_{AV} = \frac{R_1(158,75 + 121,25) - R'_1(263,75 + 16,25) - N \cdot 54}{279,5}$$

$$R_{AV} = \frac{823(280) - 1632,6(280) - 567,5 \cdot 54}{279,5} = -980,797 \approx -980,8$$

$$R_{AV} = 980,80 \text{ N}$$

b) Étude de l'équilibre suivant le plan horizontal



$$M_A = -R_{BH} \times 279,5 + F_E \times 333,5 = 0 \quad \text{d'où} \quad R_{BH} = \frac{F_E \cdot 333,5}{279,5} = 1553 \cdot \frac{333,5}{279,5} = 1860,3 \text{ N}$$

$$R_{BH} = 1860,3 \text{ N}$$

$$M_{BH} = -R_{AH} \cdot 279,5 + F_E \cdot 54 = 0$$

$$R_{AH} = \frac{F_E \cdot 54}{279,5} = 1553 \cdot \frac{54}{279,5} = 301,218$$

$$R_{AH} = 301,2 \text{ N}$$

IV 3.3. : Calcul des moments fléchissants de l'arbre d'entrée:

a) Etude de l'équilibre suivant le plan vertical:

soit une section x comprise entre A' et $1'$ où $x \in [0 ; 15,75]$

$$M = -R_{AV} \cdot x$$

en (A) : $x = 0 ; M = 0$

en (1) : $x = 15,75 ; M = -980,8 \cdot 15,75 = -15447,6 \text{ N.mm} = -15,45 \text{ Nm}$

en (1) : $M_1 = -R_{AV}(15,75 + 105) + R_1' \cdot 105 = -980,8(15,75 + 105) + 1692,6 \cdot 105 = 59,3 \text{ N.m}$

en (2) : $M_2 = -R_{AV}(15,75 + 105 + 37,5) + R_1'(105 + 37,5) - R_1(37,5)$
 $= -980,8(15,75 + 105 + 37,5) + 1692,6(105 + 37,5) - 823 \cdot 37,5 = 55,12 \text{ Nm}$

en (2) : $M_2' = -N(54 + 16,25) - R_{bv} \cdot 16,25$
 $= -576,5(54 + 16,25) - 190,9 \cdot 16,25 = -42,97 \text{ Nm}$

en (B) : $M_B = -N \cdot 54 - R_{bv} \cdot 16,25 = -576,5 \cdot 54 - 190,9 \cdot 16,25 = -30,64 \text{ Nm}$

b) Etude de l'équilibre suivant le plan horizontal:

$$M_A = 0$$

$$M_B = -R_{AH} \cdot 279,5 = -301,2 \cdot 279,5 = -84185,4 \text{ Nmm} = -84,2 \text{ Nm}$$

$$M_E = 0$$

c) Calcul du moment fléchissant résultant:

Il est donné par: $M_{f\text{rés}} = \sqrt{M_{fv}^2 + M_{fh}^2}$

Le moment fléchissant maximum est au point B

$$M_{f\text{rés}B} = \sqrt{M_{fvB}^2 + M_{fhB}^2} = \sqrt{(84,2)^2 + (30,64)^2}$$

$M_{f\text{rés}B}^{\text{max}} = 89,6 \text{ Nm}$

donc c'est au point B que l'arbre est le plus sollicité à la flexion.

d) Calcul du moment de torsion:

$$M_t = \frac{P_v}{\omega_v} = \frac{16,866 \cdot 10^3}{2\pi \cdot 1500/60} = 107,5 \text{ Nm}$$

$M_t = 107,5 \text{ Nm}$

e) Calcul du moment idéal:

$$M_i = \sqrt{M_t^2 + M_{f\text{max}}^2} = \sqrt{(107,5)^2 + (89,6)^2} = 139,95 \text{ Nm}$$

$M_i = 140 \text{ Nm}$

IV. 3.4. : Calcul du diamètre de l'arbre d'entrée:

Le diamètre est donné par la formule. $d \geq \sqrt[3]{\frac{M_i \cdot 32}{\pi \cdot \sigma_{adm}}}$

l'inégalité doit être vérifiée: $\frac{M_i}{(I/v)} \leq \sigma_{adm}$ avec $I/v = \frac{\pi d^3}{32}$

Le matériau constituant cet arbre admet pour: $\tau_{adm} = 20 \div 40 \text{ N/mm}^2$.

$\sigma_{adm} = 40 \div 80 \text{ N/mm}^2$ et prenons $\sigma_{adm} = 40 \text{ N/mm}^2$.

le diamètre sera de: $d \geq \sqrt[3]{\frac{140 \cdot 10^3 \cdot 32}{\pi \cdot 40}} = 32,9 \text{ mm}$.

$d \geq 32,9 \text{ mm}$; Le diamètre choisi $d = 40 \text{ mm}$ est donc bon.

Remarque: l'arbre (34) est moins chargé que l'arbre d'entrée, on peut le prendre donc de même diamètre égal à: 40 mm .

IV. 4. : Calcul des roulements des arbres de poulies:

a) Roulement sur palier A:

les efforts axiaux sur l'arbre s'équilibrent car les flasques se déplacent à la même vitesse mais de sens contraire, alors:

$$P = Fr = R_A = 1026 \text{ N} = 1,026 \text{ kN}$$

pour $N = 1500 \text{ tr/mn}$ et $H = 10.000 \text{ h}$, l'abaque donne: $c/P = 9,5$

donc une capacité de charge: $C = 9,5 \cdot 1,026 = 9,75 \text{ kN}$

on choisit le roulement 6207 ayant pour dimensions:

$$d = 35 \text{ mm}; D = 72 \text{ mm}; B = 17 \text{ mm}.$$

b) Roulement sur palier B:

$$P = Fr = R_B = 1870 \text{ N} = 1,87 \text{ kN}$$

$N = 1500 \text{ tr/mn}$ et $H = 10.000 \text{ h}$ alors $c/P = 9,5$

et donc $C = 9,5 \times 1,87 = 17,77 \text{ kN}$.

on choisit le roulement 6209 avec: $d = 45 \text{ mm}; D = 85 \text{ mm}; B = 19 \text{ mm}$.

IV.5. : Calcul des butées des demi-poulies:

l'effort axial sur un flasque est:

$$A = Q_1 \cos \psi - f_1 Q_1 \sin \psi - f_2 (R_1 + R_1) - F_{cl1}$$

$$F_{cl1}: \text{effort longitudinal sur une clavette} = \frac{f_2}{d} \cdot T \cdot R_{\max} \cdot 2$$

$$F_{cl1} = \frac{0,1}{40} \cdot 2 \cdot 1535,7 \cdot 140 = 1075 \text{ N}$$

$$A = 2587,4 \cdot \cos 15^\circ - 0,08 \cdot 2587,4 \cdot \sin 15^\circ - 0,1(823 + 1692,6) - 1075$$

$A = 1119,1 \text{ N}$

Pour $N = 1500 \text{ tr/min}$, $H = 10.000 \text{ h}$ donne: $C/P = 9,5$

$$P = F_A = A = 1,119 \text{ kN}$$

$$C = 9,5 \cdot 1,119 = 10,63 \text{ kN}$$

on choisit une butée qui convient à la construction de référence: SKF 51114

$d = 75 \text{ mm}$; $D = 100 \text{ mm}$, $H = 19 \text{ mm}$. pour $C = 34 \text{ kN}$.

Remarque: le calcul est le même pour tous les autres flasques

IV.6. Vérification à la résistance des clavettes (50) et (36).

IV.6.1 Vérification de la clavette (50) de la roue (49)

a) Vérification au cisaillement

La clavette à vérifier est de section: 12×8 sur $l = 52 \text{ mm}$

Le diamètre de l'arbre est $d = 38 \text{ mm}$

La contrainte admissible au glissement de l'acier est $\tau_{adm} = 60 \text{ N/mm}^2$

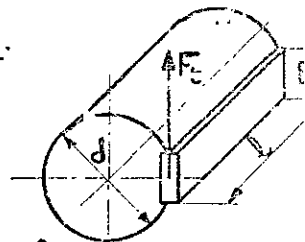
$$F_t = \frac{2M_v}{d} = \frac{2Pv}{2\pi n \cdot d} = \frac{2 \cdot 16,886 \cdot 10^5}{2\pi \cdot 1500 \cdot 38 \cdot 10^{-3}} = 5658 \text{ N}$$

$F_t = 5658 \text{ N}$

$$\text{La contrainte est: } \tau = \frac{F_t}{S} = \frac{F_t}{B \cdot l} = \frac{5658}{12 \cdot 52} = 9 \text{ N/mm}^2$$

$\tau = 9 \text{ N/mm}^2$

$$\tau = 9 \text{ N/mm}^2 < \tau_{adm} = 60 \text{ N/mm}^2.$$



b) Vérification au maitage (Pression spécifique) :

• au niveau du champ entre la clavette et l'arbre

La pression admissible est : $P_{adm} = 150 \text{ N/mm}^2$

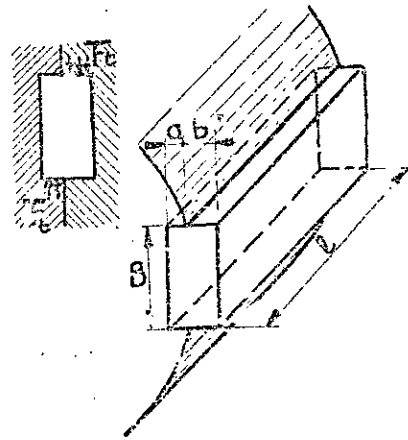
$$P = \frac{N}{S} = \frac{F_t}{a \cdot l} = \frac{5658}{5 \cdot 52} = 21,76 \text{ N/mm}^2$$

$$P = 21,76 \text{ N/mm}^2 < P_{adm} = 150 \text{ N/mm}^2$$

• au niveau du champ entre la clavette et le moyeu

$$P = \frac{N}{S} = \frac{F_t}{b \cdot l} = \frac{5658}{3 \cdot 52} = 36,27 \text{ N/mm}^2$$

$$P = 36,27 \text{ N/mm}^2 < P_{adm} = 150 \text{ N/mm}^2$$



IV.6.2. Vérification des clavettes (36) de l'accouplement arbre-poulie

a) Vérification au cisaillement

La clavette à vérifier est de section: $12 \times 8 \text{ mm}$ sur $l = 110 \text{ mm}$

Le diamètre de l'arbre est $d = 40 \text{ mm}$.

$$F_t = \frac{2M_v}{d} = \frac{2P_v}{\omega_v \cdot d} = \frac{2P_v}{\frac{2\pi n}{60} \cdot d}$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 16,886 \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1500 \cdot 40 \cdot 10^{-3}} = 5375 \text{ N}$$

$$\boxed{F_t = 5375 \text{ N}}$$

$$S = B \cdot l = 12 \cdot 110 = 1320 \text{ mm}^2$$

$$\tau = \frac{F_t}{S} = \frac{5375}{1320} = 4 \text{ N/mm}^2 < \tau_{adm} = 60 \text{ N/mm}^2$$

b) Vérification au maitage (pression spécifique)

• au niveau du champ entre la clavette et l'arbre

$$P = \frac{N}{S} \leq P_{adm} = 150 \text{ N/mm}^2$$

$$N = F_t = 5375 \text{ N} ; S = a \cdot l = 5 \cdot 110 = 550 \text{ mm}^2$$

$$p = 9,77 < P_{adm}$$

• au niveau du champ entre la clavette et le moyeu

$$P = \frac{N}{B \cdot l} \leq P_{adm}$$

$$P = \frac{5375}{3 \cdot 110} = 16,3 \text{ N/mm}^2 < P_{adm} = 150 \text{ N/mm}^2.$$

IV. 7. Vérification à la résistance du ressort du tendeur de chaîne

• Choisissons pour le ressort un acier xc 65 dont la résistance à la rupture est $R = 820 \text{ N/mm}^2$. Prenons un coefficient de sécurité $c \approx 2$ pour la torsion et fixons $\tau_{adm} = 400 \text{ N/mm}^2$.

Le diamètre du fil est donné par la formule empirique :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{8K_1 F D}{\pi \cdot \tau_{adm}}} \quad (1)$$

$$K_1 = 1 + \frac{5 \cdot 4}{4 \cdot \lambda} + \frac{7 \cdot 4}{8 \cdot \lambda^2} \quad \text{avec } \lambda = \frac{D}{d}$$

F : effort d'action du ressort sur le bras de levier

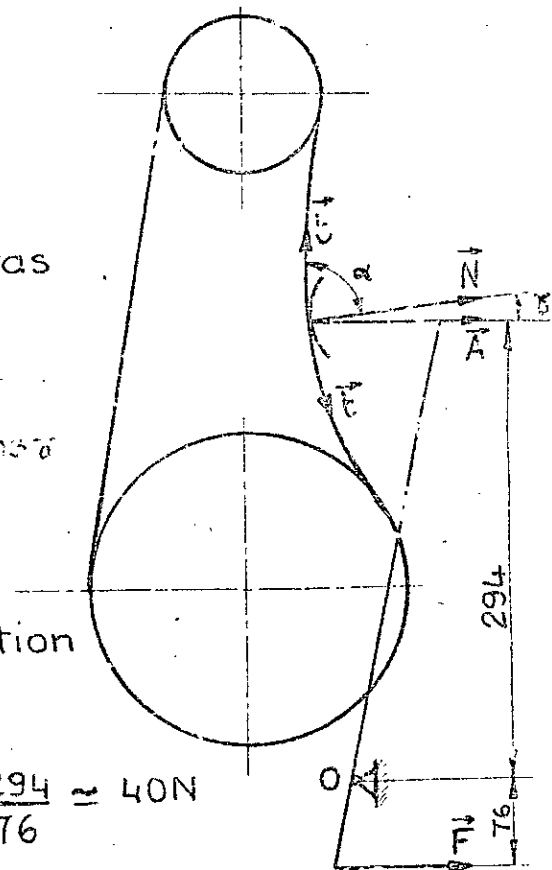
$$\left. \begin{array}{l} \cos \alpha = N/t \\ \cos \gamma = A/N \end{array} \right\} \text{ ce qui donne } A = 2t \cos \alpha \cdot \cos \gamma$$

$$2t = 15\% T = \frac{15}{100} \cdot 1535,7 = 230,36 \text{ N.}$$

$\alpha = 88^\circ$ et $\gamma = 11^\circ$ donnés par la construction

$$A = 230,36 \cdot \cos 88^\circ \cdot \cos 11^\circ \approx 8 \text{ N}$$

$$\mathcal{M}_O = A \cdot 294 - F \cdot 76 = 0, \quad F = A \cdot \frac{294}{76} \approx 40 \text{ N}$$



D'après la construction on adopte un diamètre moyen d'enroulement

$D = 19 \text{ mm}$ et un diamètre du fil $d = 3 \text{ mm}$.

Alors $\lambda = \frac{19}{3} = 6,33$; puis $K_1 = 1,22$.

De la formule (1) on a : $\frac{8K_1FD}{\pi d^3} \leq \tau_{adm}$

$$\frac{8 \cdot 1,22 \cdot 40 \cdot 19}{\pi \cdot 3^3} = 87,45 \text{ N/mm}^2 < \tau_{adm} = 400 \text{ N/mm}^2.$$

La déformation du ressort est donnée par la formule empirique :

$$\delta = \frac{8K_2FD^3}{Gd^4} \cdot i = \frac{8K_2F\lambda^3}{G \cdot d} \cdot i$$

G = module d'élasticité, $G = 85000 \text{ N/mm}^2$.

i = 14 nombre d'hélices actives.

$$K_2 = 1 - \frac{3}{16} \cdot \frac{1}{\lambda^2} = 0,995.$$

$$\delta = \frac{8 \cdot 0,995 \cdot 40 \cdot 6,33 \cdot 14}{85000 \cdot 3} = 4,43 \text{ mm}.$$

IV.8 Calcul du mécanisme de réglage de la vitesse de sortie

IV.8.1 Calcul de la puissance du servo-moteur

On choisit un servo-moteur de vitesse de rotation $N = 1500 \text{ tr/mn}$

IV.8.1.1 Calcul du nombre de tours de la vis de réglage (4).

La vis (4) a pour dimensions $d = 25 \text{ mm}$, pas $p = 3 \text{ mm}$, à filet trapézoïdal, diamètre moyen (de l'hélice) $d_m = 23,5 \text{ mm}$.

Le déplacement maximal d'une demi-poulie est : $\Delta = (R_{max} - R_{min}) \text{tg}^2$

$$\Delta = (140 - 70) \text{tg} 15^\circ = 18,75 \text{ mm}.$$

Le temps nécessaire pour ce déplacement est : $t = 15 \text{ s}$

Le nombre de tours de la vis pour effectuer ce déplacement

sera : $\frac{\Delta}{p} = \frac{18,75}{3} = 6,25 \text{ tr}$, donc la vitesse de rotation de la vis

$$\text{est : } n = \frac{6,25}{15 \times \frac{1}{60}} = 25 \text{ tr/mn}$$

$$n = 25 \text{ tr/mn}$$

Le rapport de transmission total est $i = \frac{N}{n} = \frac{1500}{25} = 60$ $i = 60$

IV.8.1.2. Calcul du rendement de la vis de réglage (4)

$$\eta_1 = \frac{\operatorname{tg} \beta_1}{\operatorname{tg}(\beta_1 + \varphi_1)}$$

β_1 : angle d'hélice, $\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{p}{\pi d_m} = \frac{3}{\pi \cdot 23,5} = 0,04064$, $\beta_1 = 2,32^\circ$

φ_1 : angle de frottement, $\operatorname{tg} \varphi_1 = 0,1$ (acier sur acier)

La vis est à filet trapézoïdal, donc: $\operatorname{tg} \varphi'_1 = \frac{\operatorname{tg} \varphi_1}{\cos \alpha}$

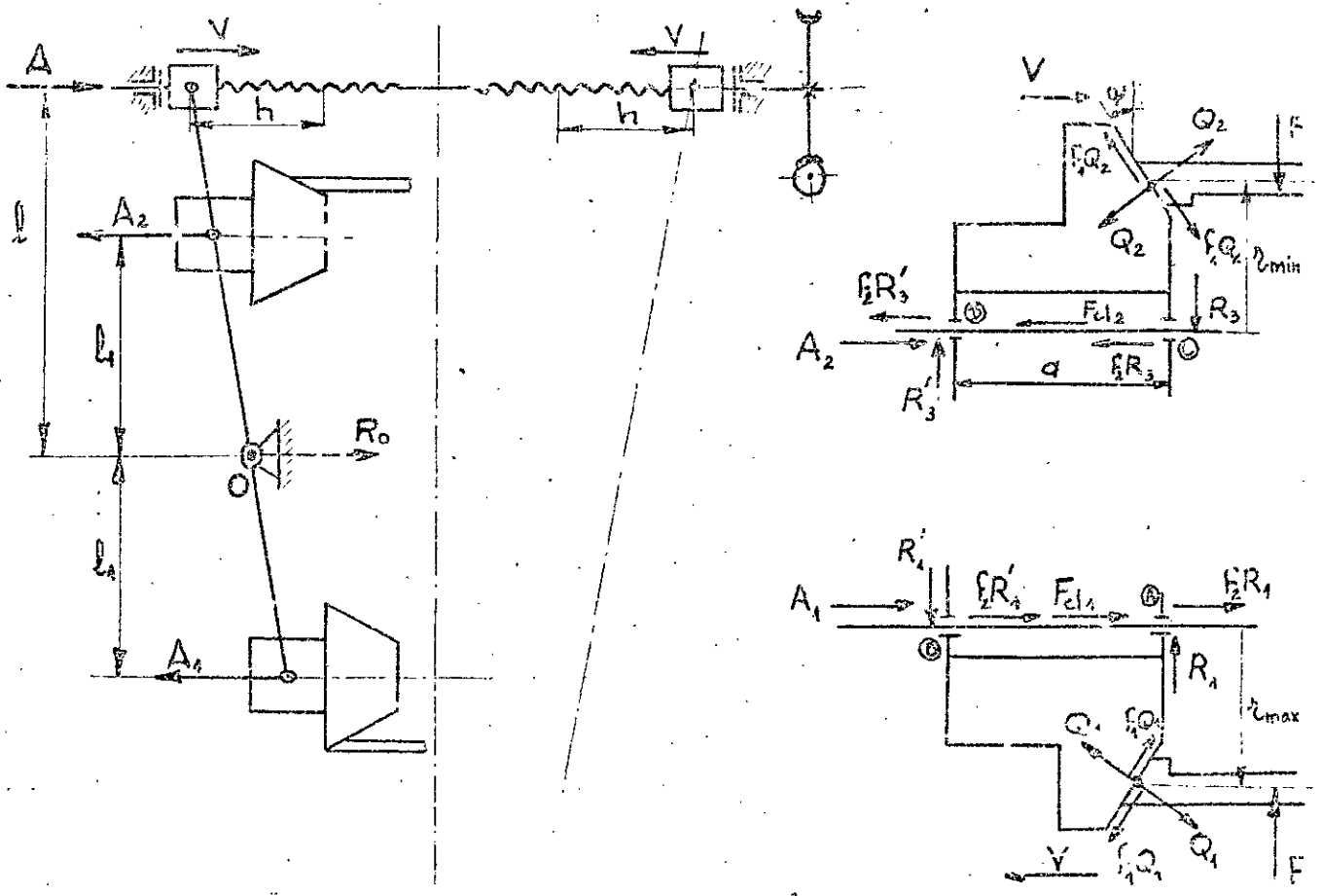
α : demi-angle au sommet du filet $\alpha = 15^\circ$.

$$\operatorname{tg} \varphi'_1 = \frac{0,1}{\cos 15^\circ} = 0,1035, \quad \varphi'_1 = 5,91^\circ$$

L'irréversibilité est assurée: $\beta_1 < \varphi_1$

$$\eta_1 = \frac{\operatorname{tg} 2,32}{\operatorname{tg}(2,32 + 5,91)} = 0,32 \quad \boxed{\eta_1 = 32\%}$$

IV.8.1.3 Calcul de la charge axiale sur la vis (4)



$$A_1 = Q_1 \cos \psi - f_1 Q_1 \sin \psi - f_2 (R_1 + R'_1) - F_{cl_1}$$

$$A_2 = Q_2 \cos \psi + f_1 Q_2 \sin \psi + f_2 (R_3 + R'_3) + F_{cl_2}$$

$$F = 2Q_1 \sin \psi + 2f_1 Q_1 \cos \psi \quad \text{d'où on tire } Q_1 = \frac{F}{2(\sin \psi + f_1 \cos \psi)}$$

$$F = 2Q_2 \sin \psi - 2f_1 Q_2 \cos \psi \quad \text{d'où on tire } Q_2 = \frac{F}{2(\sin \psi - f_1 \cos \psi)}$$

$$F_{cl_1} = f_2 \cdot T \cdot \frac{2R_{max}}{d} \quad , \quad F_{cl_2} = f_2 \cdot T \cdot \frac{2R_{min}}{d}$$

$$\text{La charge axiale sur la vis est : } A = \frac{l_1}{l} (A_2 - A_1)$$

$$M_c = (Q_2 \cos \psi + f_1 Q_2 \sin \psi) R_{min} + (Q_2 \sin \psi + f_1 Q_2 \cos \psi) 7,5 - R'_3 \cdot 105 = 0$$

$$\text{d'où } R'_3 = \frac{(Q_2 \cos \psi + f_1 Q_2 \sin \psi) R_{min} + (Q_2 \sin \psi + f_1 Q_2 \cos \psi) 7,5}{105}$$

$$\Sigma F = 0, \quad R_3 - R'_3 + Q_2 \sin \psi - f_1 Q_2 \cos \psi = 0.$$

$$\text{d'où } R_3 = (f_1 \cos \psi - \sin \psi) Q_2 + R'_3$$

On a $Q_1 = 2587,4 \text{ N}$, $F = 1739,2$ calculées précédemment.

f_2 est le coefficient de frottement entre flasques et clavettes. $f_2 = 0,1$

Application numérique:

$$Q_2 = \frac{1739,2}{2(\sin 15^\circ - 0,08 \cos 15^\circ)} = 4790 \text{ N} \quad \boxed{Q_2 = 4790 \text{ N}}$$

$$R'_3 = \frac{4790 [(\cos 15^\circ + 0,08 \sin 15^\circ) 70 + (\sin 15^\circ - 0,08 \cos 15^\circ) 7,5]}{105} = 3213 \text{ N}$$

$$R_3 = 4790(0,08 \cos 15^\circ - \sin 15^\circ) + 3213 = 2343,4 \text{ N}$$

$$\boxed{R'_3 = 3213 \text{ N}}$$

$$\boxed{R_3 = 2343,4 \text{ N}}$$

Effort entre clavettes et flasques:

$$F_{cl_1} = 0,1 \cdot 1535,7 \cdot \frac{2 \cdot 140}{40} = 1075 \text{ N}$$

$$\boxed{F_{cl_1} = 1075 \text{ N}}$$

$$F_{cl_2} = 0,1 \cdot 1535,7 \cdot \frac{2 \cdot 70}{40} = 537,5 \text{ N}$$

$$\boxed{F_{cl_2} = 537,5 \text{ N}}$$

$$A_1 = 2587,4(\cos 15^\circ - 0,08 \sin 15^\circ) - 0,1(823 + 1692,6) - 4075 = 1119 \text{ N}$$

$$A_1 = 1119 \text{ N}$$

$$A_2 = 4790(\cos 15^\circ + 0,08 \sin 15^\circ) + 0,1(2343,4 + 3213) + 537,5 = 5819 \text{ N}$$

$$A_2 = 5819 \text{ N}$$

$$A = \frac{200}{370} (5819 - 1119) = 2540,54 \text{ N.}$$

$$A = 2540,54 \text{ N}$$

IV 8.1.4 Calcul de la vitesse linéaire de l'écrou (61) sur la vis (4)

$$v = \frac{\Delta}{t}, \quad v = \frac{18,75 \cdot 10^{-3}}{15} = 1,25 \cdot 10^{-3} \text{ m/s.}$$

$$v = 1,25 \cdot 10^{-3} \text{ m/s}$$

IV 8.1.5 Calcul de la puissance utile au déplacement des écrous (61)

$$P_u = 2(A \cdot v)$$

La vis (4) est à deux filetages de sens contraires

$$P_u = 2(2540,54 \cdot 1,25 \cdot 10^{-3}) = 6,35 \text{ W}$$

$$P_u = 6,35 \text{ W}$$

IV 8.1.6 Calcul du rendement de l'engrenage roue - vis sans fin

$$\rho_r = \frac{\tan \beta}{\tan(\beta + \varphi)} : \text{ c'est le rendement en réducteur Car la vis est motrice.}$$

On a choisit pour $i = 60$ un train d'engrenage roue-vis

Le nombre de filets de la vis sans fin est donné par le tableau

Rapport	> 40	22 à 40	15 à 22	10 à 15	8 à 10	6 à 8	5 à 6	4 à 5	3,5 à 4	3 à 3,5
n ^{br} de filets	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

Dans notre cas $i = 60 > 40$ on a $Z_1 = 1$, alors $Z_2 = 60$ dents

Le diamètre primitif de la vis sans fin est : $d_1 = m_x \cdot q_1$

m_x : module axial $m_x = 1,5 \text{ mm}$

q_1 : nombre de dents fictif $q_1 = 12$

$$d_1 = 1,5 \times 12 = 18 \text{ mm}$$

$$d_1 = 18 \text{ mm}$$

L'angle d'hélice est : β , $\tan \beta = \frac{Z_1 \cdot m_x \cdot \pi}{\pi \cdot d} = \frac{1,5}{18} = 0,083$

$$\beta \approx 4,76^\circ$$

Le coefficient de frottement entre acier et bronze est : $f = 0,05$ à $0,1$

Adoptons $f = \tan \varphi = 0,09$, $\varphi = 5,14^\circ > \beta = 4,76^\circ$: irréversibilité statique assurée

Le rendement est alors $\rho_r = \frac{\operatorname{tg} 4,76^\circ}{\operatorname{tg}(4,76 + 5,74)} = 0,477$

$$\rho_r = 47,7\%$$

La puissance du servo-moteur est donnée par : $P_{el} = \frac{P_u}{\eta_1 \cdot \rho_r}$

$$P_{el} = \frac{6,35}{0,52 \cdot 0,477} = 41,6 \text{ W}$$

On choisit un servo-moteur de 42 W.

$$P_{el} = 42 \text{ W.}$$

$$N = 1500 \text{ tr/mn.}$$

IV.8.2. Calcul du réducteur roue-vis sans fin.

IV.8.2.1. Calcul des dimensions

a). Pour la vis sans fin.

Diamètre primitif : $d_1 = m_x \cdot q_1 = 1,5 \cdot 12 = 18 \text{ mm}$; $\beta = 4,76^\circ$

Diamètre de tête : $d_{a1} = d_1 + 2m_x = m_x(q_1 + 2) = 1,5(12 + 2) = 21 \text{ mm}$

Diamètre du fond : $d_{f1} = d_1 - 2,5m_x = m_x(q_1 - 2,5) = 1,5(12 - 2,5) = 14,25$

Longueur taillée : $L \geq Km_x + 0,1Z_2$, coefficient $K = 10 + 12,5$

Adoptons $K = 12,5$, $L \geq 12,5 \cdot 1,5 + 0,1 \cdot 60 = 21,75 \text{ mm}$

D'après la construction adoptons $L = 46 \text{ mm}$.

Le pas est $p = \pi \cdot m_x = \pi \cdot 1,5 = 4,7 \text{ mm}$.

L'entraxe est $a = \frac{m_x(Z_2 + q_1)}{2} = \frac{1,5(60 + 12)}{2} = 54 \text{ mm}$.

b). Pour la roue:

Saillie $h_{a2} = m_x = 1,5 \text{ mm}$, creux $h_{f2} = 1,2m_x = 1,8 \text{ mm}$

Hauteur du filet de la vis $h_f = 2,2m_x = 3,3 \text{ mm}$.

Diamètres : $d_2 = m_x \cdot Z_2 = 1,5 \cdot 60 = 90 \text{ mm}$.

$d_{a2} = d_2 + 2m_x = 90 + 3 = 93 \text{ mm}$, $d_{f2} = d_2 - 2,4m_x = 86,4 \text{ mm}$.

diamètre extérieur $d_{e2} = d_{a2} + 2e_2 = 96 \text{ mm}$ avec $e = 1,5 \text{ mm}$.

Largeur $b_2 = (0,67 + 0,75)d_{a1}$, soit $b_2 = 0,75 \cdot 21 = 15,75 \text{ mm}$.

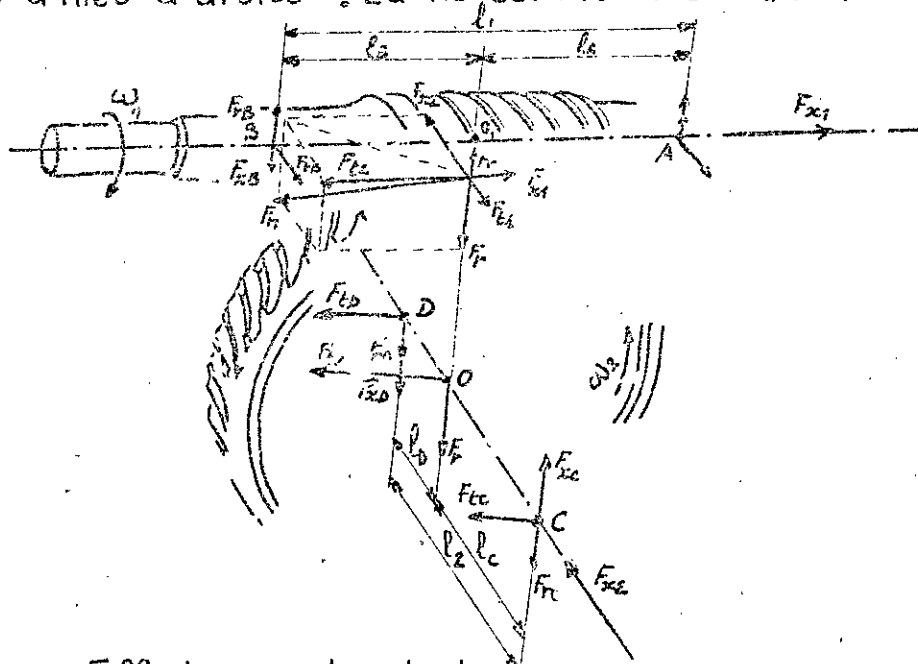
Angle au sommet $\sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m_x} = 0,777$ soit $2\delta \approx 102^\circ$

IV.8.2.2. Étude dynamique.

Dans notre cas c'est la vis qui est motrice.

Alors le moment de la roue est $M_2 = M_1 \cdot i \cdot \rho_r$, et la puissance $P_2 = P_1 \cdot f$.

Soit la vis à filet à droite. La vis est motrice dans les deux cas.



a) Efforts sur les dentures.

Effort tangentiel sur la roue

$$F_{t2} = \frac{M_2}{r_2} = \frac{M_1 \cdot i \cdot \rho_r}{r_2}$$

Le couple sur la vis est $M_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{42 \cdot 10}{2\pi \cdot 1500} = 0,2674 \text{ m}$.

$$r_2 = \frac{d_2}{2} = \frac{90}{2} = 45 \text{ mm}$$

$$F_{t2} = \frac{0,2674 \cdot 60 \cdot 0,477}{45 \cdot 10^{-3}} \approx 170 \text{ N}$$

Effort axial sur la roue

$$F_{a2} = \frac{M_1}{r_1} = \frac{0,2674}{9 \cdot 10^{-3}} = 29,71 \text{ N}$$

Effort radial sur la roue.

$$F_{r2} \approx F_{t2} \cdot \text{tg} \alpha_x$$

α_x : angle de pression axial

$$F_{r2} \approx 170 \cdot \text{tg} 15^\circ = 45,6 \text{ N}$$

$\alpha_x = 15^\circ$ pour $Z_2 = 60$.

Nous avons évidemment :

F_{z_1} : Effort axial sur la vis : égal et opposé à F_{t_2} .

F_{t_1} Effort tangentiel sur la vis : égal et opposé à F_{x_2} .

F_{r_1} Effort radial sur la vis : égal et opposé à F_{r_2} .

b) Efforts sur les arbres et les paliers.

Effort radial sur l'arbre de la roue en O_2 :

$$\vec{R}_2 = \vec{F}_{t_2} + \vec{F}_{r_2} \quad , \quad R_2 = \sqrt{F_{t_2}^2 + F_{r_2}^2} = \sqrt{170^2 + 45,6^2} = 176 \text{ N}$$

Effort radial sur le palier C : $\vec{R}_c = \vec{F}_{t_c} + \vec{F}_{r_c} + \vec{F}_{x_c}$

$$F_{t_c} = F_{t_2} \times \frac{l_D}{l_2} = 170 \times \frac{15}{37} = 69 \text{ N}$$

$$F_{r_c} = F_{r_2} \times \frac{l_D}{l_2} = 45,6 \times \frac{15}{37} = 18,5 \text{ N}$$

$$F_{x_c} = F_{x_2} \times \frac{r_2}{l_2} = 29,71 \times \frac{45}{37} = 36,13 \text{ N}$$

$$R_c = \sqrt{(F_{x_c} + F_{r_c})^2 + F_{t_c}^2} = 88 \text{ N}$$

Charge axiale sur l'arbre de la roue : \vec{F}_{x_2} , $F_{x_2} = 29,71 \text{ N}$

Effort radial sur la vis en O_1 : $\vec{R}_1 = \vec{F}_{t_1} + \vec{F}_{r_1}$

$$R_1 = \sqrt{F_{t_1}^2 + F_{r_1}^2} = \sqrt{29,71^2 + 45,6^2} = 54,42 \text{ N}$$

Effort radial sur le palier A : $\vec{R}_A = \vec{F}_{t_A} + \vec{F}_{r_A} + \vec{F}_{x_A}$

$$F_{t_A} = F_{t_1} \times \frac{l_B}{l_1} = 29,71 \times \frac{60}{125,5} = 14,2 \text{ N}$$

$$F_{r_A} = F_{r_1} \times \frac{l_B}{l_1} = 45,6 \times \frac{60}{125,5} = 21,8 \text{ N}$$

$$F_{x_A} = F_{x_1} \times \frac{r_1}{l_1} = 170 \times \frac{9}{125,5} = 12,2 \text{ N}$$

$$R_A = \sqrt{(F_{x_A} + F_{r_A})^2 + F_{t_A}^2} = 36,85 \text{ N}$$

$$R_A = 36,85 \text{ N}$$

Charge axiale sur la vis : \vec{F}_{x_1} , $F_{x_1} = F_{t_2} = 170 \text{ N}$

Effort radial sur le palier B : $\vec{R}_B = \vec{F}_{tB} + \vec{F}_{rB} + \vec{F}_{xB}$

$$F_{tB} = F_{tA} \times \frac{l_A}{l_1} = 29,71 \times \frac{65,5}{125,5} = 15,5 \text{ N}$$

$$F_{rB} = F_{rA} \times \frac{l_A}{l_1} = 45,6 \times \frac{65,5}{125,5} = 23,8 \text{ N}$$

$$F_{xB} = F_{xA} \times \frac{r_A}{l_1} = 170 \times \frac{9}{125,5} = 12,2 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{(F_{xB} + F_{rB})^2 + F_{tB}^2} = 39,2 \text{ N}$$

$$R_B = 39,2 \text{ N}$$

L'engrenage fonctionne dans les deux sens, il convient donc de prendre toujours pour le calcul des paliers une composante \vec{F}_x s'ajoutant à une composante \vec{F}_r .

IV.8.2.3. Calcul des roulements sur les paliers de l'arbre de la vis

a) Pour $N = 1500 \text{ tr/min}$, $t_i = 10000 \text{ h}$ L'abaque «roulements à billes» donne $C/P = 9,6$.

b) 1^{ère} supposition $P = R_A = 36,85 \text{ N}$.

Ce qui donne $C = 9,6 \times 36,85 = 353,76 \text{ N} = 0,354 \text{ kN}$.

Choix pour essai du roulement Ref. S.K.F. 6200 pour

lequel on a : $C = 3,9 \text{ kN}$ et $C_0 = 2,24 \text{ kN}$.

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{F_{xA}}{R_A} = \frac{170}{36,85} = 4,61 \quad , \quad \frac{F_a}{C_0} = \frac{F_{xA}}{C_0} = \frac{170}{2240} = 0,076 \text{ qui donne } e = 0,28$$

$$\frac{F_a}{F_r} = 4,61 > e = 0,28 \text{ ce qui implique } X = 0,56 \quad , \quad Y = 1,56$$

Alors on a : $P = X F_r + Y F_a = 0,56 \times 0,03685 + 1,56 \times 0,170 = 0,286 \text{ kN}$

et $C = 0,286 \times 9,6 = 2,75 \text{ kN}$.

2,75 étant inférieur à 3,9, le roulement 6200 convient.

Dimensions de ce roulement Ref. S.K.F. 6200 : $d = 10$, $D = 30$, $B = 9$

Pour le palier on prend le même roulement car $C = 0,376 \text{ kN}$.

IV.8.2.4 Justification du module $m_x = 1,5 \text{ mm}$:

Le matériau de la roue est U-E-16 dont la résistance à la rupture est $\sigma = 200 \text{ N/mm}^2$. Prenons un coefficient de sécurité $c = 2$, d'où $\sigma_{adm} = 100 \text{ N/mm}^2$.

Le couple sur la roue est : $M_2 = M_1 \cdot l \cdot \rho_r = 0,2674 \cdot 60 \cdot 0,477 = 7,653 \text{ mN}$

Le module est donné par la formule de résistance :

$$m_x \geq \sqrt[3]{\frac{M_2}{\sigma_{adm} Z_2}}$$

$$m_x = \sqrt[3]{\frac{7,655 \cdot 10^3}{100 \cdot 60}} = 1,084 \text{ mm} \quad \text{Soit : } \boxed{m_x = 1,5 \text{ mm}}$$

IV.8.2.5. Vérification du palier lisse de la vis (4) coté roue-vis [2] :

a) - A la pression diamétrale : $P = \frac{F}{l \cdot d} \leq P_{adm}$

On a $P_{adm} = 5 \text{ N/mm}^2$, $d = 14 \text{ mm}$, $l = 12 \text{ mm}$, $F = R_c = 88 \text{ N}$

$$P = \frac{88}{14 \cdot 12} = 0,524 \text{ N/mm}^2 < 5 \text{ N/mm}^2$$

b) - A la vitesse admissible, $V_{adm} = 3 \text{ m/s}$:

La vitesse linéaire sur le palier lisse est $V = \omega \cdot \frac{d}{2}$

$$\omega = \frac{2\pi N}{60} = \frac{2\pi \cdot 25}{60} = 2,62 \text{ rad/s}, \quad d = 14 \text{ mm}$$

$$V = 2,62 \cdot \frac{14 \cdot 10^{-3}}{2} = 0,018 \text{ m/s} < 3 \text{ m/s}$$

c) - Au facteur $(P \cdot V)_{adm} = 10^7 \text{ N/m.s}$:

Pour notre cas on a : $p \cdot v = 0,524 \cdot 0,018 \cdot 10^6 = 9432 \text{ N/m.s}$

On a bien $p \cdot v = 9432 \frac{\text{N}}{\text{m.s}} < (p \cdot v)_{adm} = 10^7 \frac{\text{N}}{\text{m.s}}$

IV.8.3. Vérification de la vis (4) à la pression superficielle sur les filets.

La pression admissible est donnée par $p_{adm} = (7 \div 13) \text{ N/mm}^2$

Prenons $p_{adm} = 10 \text{ N/mm}^2$.

La vis est à filet trapézoïdal : $d_n = 25 \text{ mm}$, $p = 3 \text{ mm}$.

La charge axiale sur la vis (4) est $A = 2540,54 \text{ N}$.

La surface apparente de contact entre les filets de la vis

et l'écrou est : $S_h = \left[\frac{\pi d_n^2}{4} - \frac{\pi D_1^2}{4} \right] n = \frac{n \pi}{4} (d_n^2 - D_1^2)$

Le nombre de filets, de la vis, en prise sur

l'écrou, est : $n = \frac{\text{longueur active de l'écrou}}{\text{pas}}$

$$n = \frac{33}{3} = 11$$

L'angle au sommet d'un filet est $15 \times 2 = 30^\circ$

La surface réelle de contact est : $S_l = \frac{S_h}{\cos 15^\circ} = \frac{n \pi}{4 \cos 15^\circ} (d_n^2 - D_1^2)$

$$D_1 = d_n - 2 \cdot p/2 = d_n - p = 25 - 3 = 22 \text{ mm}$$

$$S_l = \frac{11 \cdot \pi}{4 \cdot \cos 15^\circ} (25^2 - 22^2) = 1261,12 \text{ mm}^2$$

La pression de contact superficielle entre la vis et l'écrou est :

$$p = \frac{A}{S_l} = \frac{2540,54}{1261,12} = 2,0145 \text{ N/mm}^2 < p_{adm} = 10 \text{ N/mm}^2$$

IV. 8.4. Vérification des leviers (66) au niveau du point fixe d'articulation (à la pression de contact).

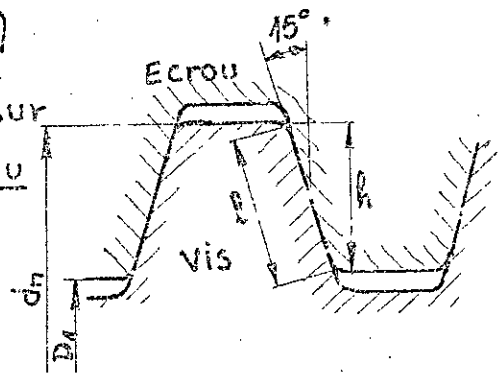
$$p = \frac{F}{l \cdot d} \leq p_{adm}$$

On a pour l'acier [3] : $p_{adm} = 80 \div 100 \text{ N/mm}^2$ Prenons $p_{adm} = 80 \text{ N/mm}^2$

$$F = R_0 = A_2 + A_1 - A = 5819 + 1119 - 2540,54 = 4397,46 \text{ N}$$

$$l = 10 \text{ mm}, \quad d = 24 \text{ mm}$$

$$p = \frac{4397,46}{10 \times 24} = 18,32 \text{ N/mm}^2 < p_{adm} = 80 \text{ N/mm}^2$$



CONCLUSION

En Algérie on utilise des variateurs mécaniques dans l'industrie légère, textile, métallurgie etc ... La construction nationale des variateurs n'étant pas développée on applique des produits d'importation.

Le projet proposé représente seulement une étude préalable qui exige un travail de bureau d'étude volumineux dirigé à l'établissement d'une gamme de variateurs avec étendue cinématique et des puissances suffisamment larges pour correspondre aux exigences industrielles, aussi qu'une activité technologique et de richesse.

Nous serons bien satisfaits d'avoir contribué en certaine mesure à la solution de ce problème important.

BIBLIOGRAPHIE

- [1]. ПЛАВНОРЕГУЛИРУЕМЫЕ ПЕРЕДАЧИ. Раb. К. И. ЗАБЛОЦКНН,
А. Е. ШУСТЕР
- [2]. ПРЕСМЯТАНЕ И КОНСТРУИРАНЕ НА МАШИНИНИ ЕЛЕМЕНТИ
D. ХРИСТОВ
- [3]. *Elements de construction à l'usage de l'ingénieur*. F. Bernard et A. Bru.
- [4]. *Construction mécanique. éléments de technologie (tome 3)*. G. Lenormand.
R. Mignée.
- [5]. *Traité théorique et pratique des engrenages. (tome 1)*. G. Henriot.
- [6]. *Eléments de machines (tome 1)* Thibaut.
- [7]. *Matériaux de construction mécanique et électrique* G. Lemasson.
- [8]. *Technologie de construction. organes de machines* R. Pasquet A. Giet
- [9]. *Les organes de transmission* SCOT
- [10]. ДЕТАЛИ МАШИН Д. Н. Решетов
- [11]. ЦИЛИНДРИНИ ЗЪБНИ ПРДАВКИ. К. АРНАУДОВ

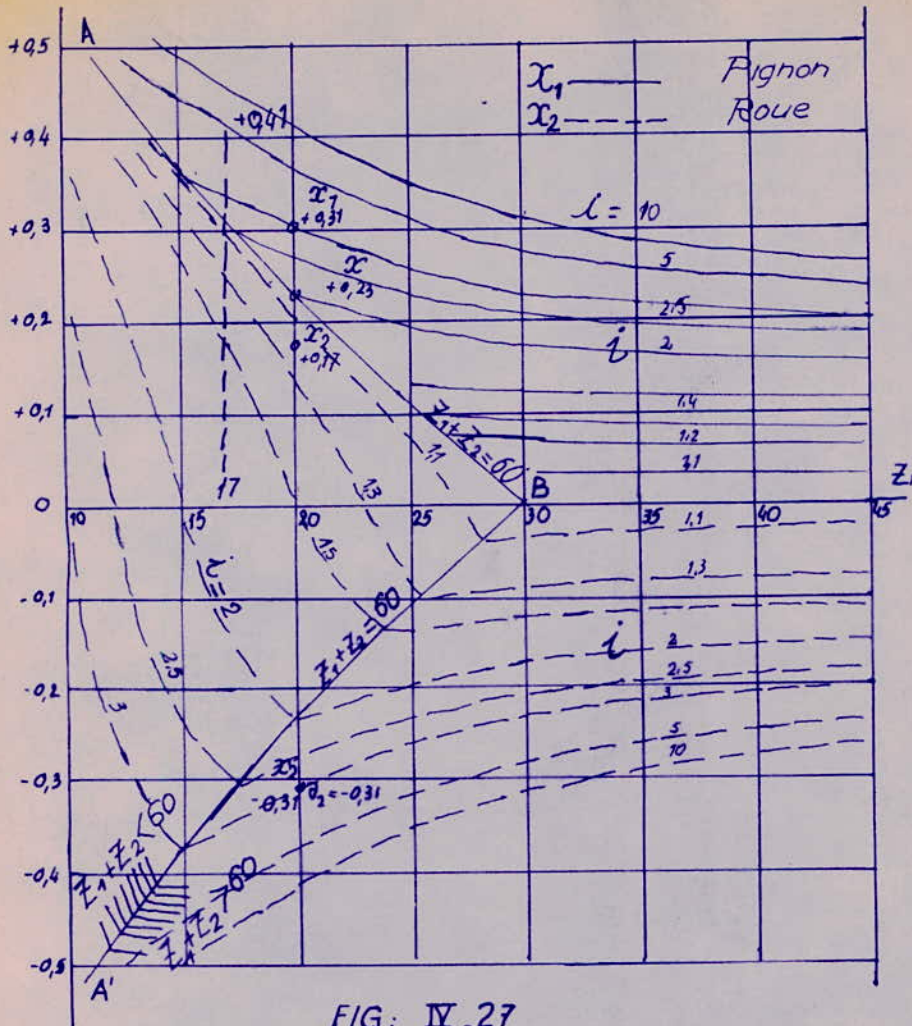


FIG: IV.27

SYSTEME DE CORRECTION PERMETTANT L'EGALISATION DES GLISSEMENTS SPECIFIQUES MAXI S SUR LE PIGNON ET LA ROUE -

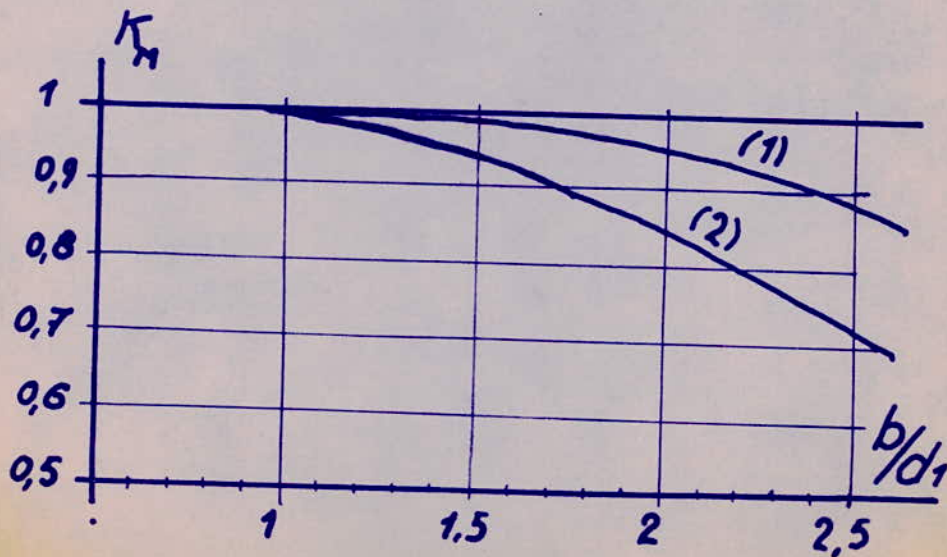


FIG: VII.23

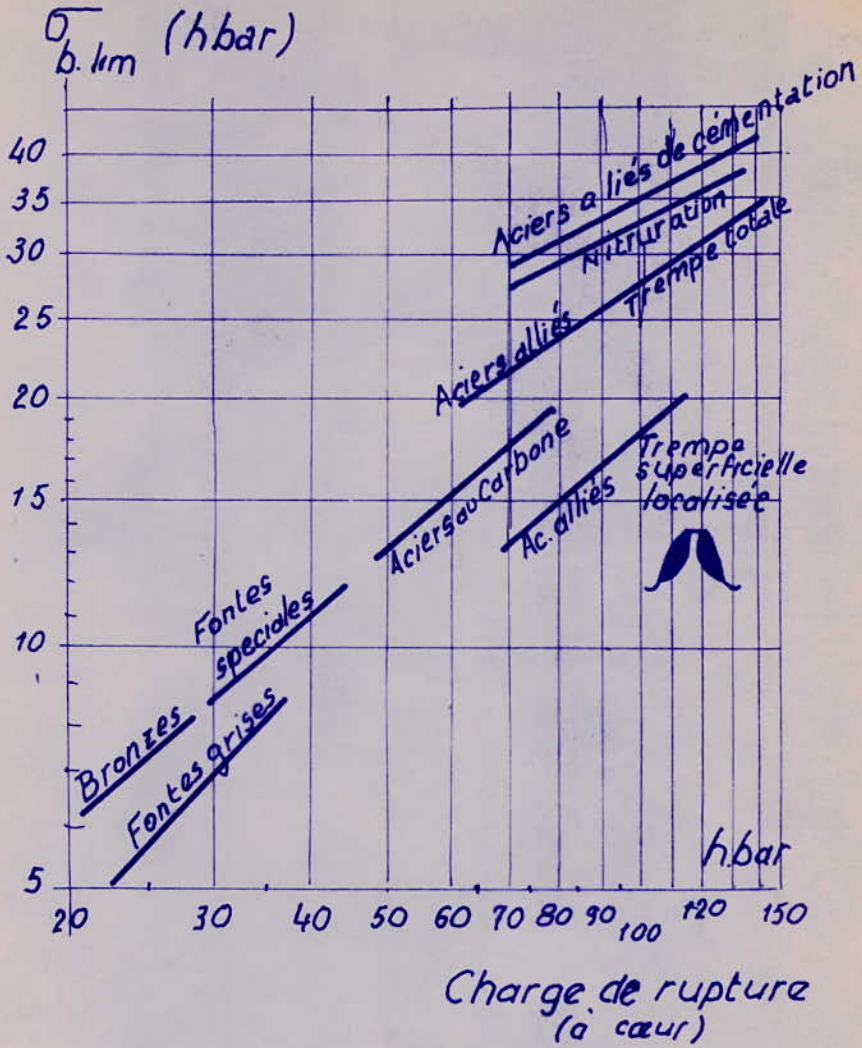


FIG: VII-17

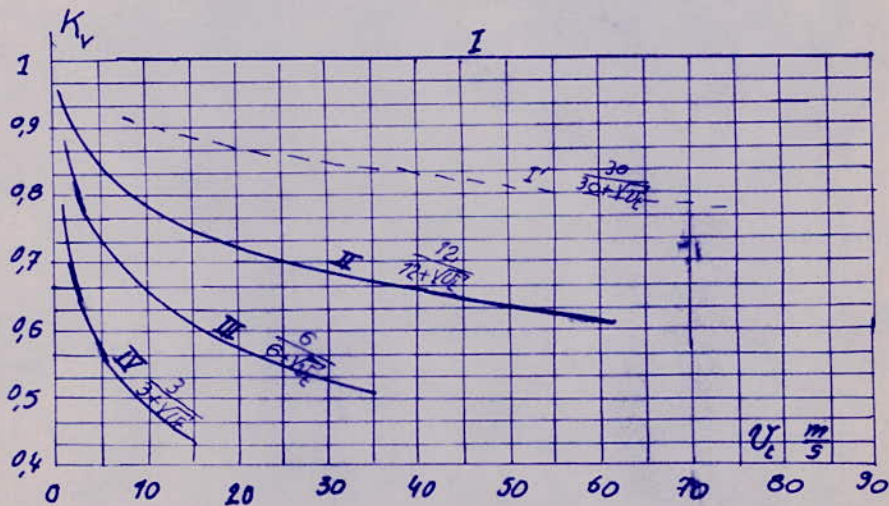


Fig. VII-19

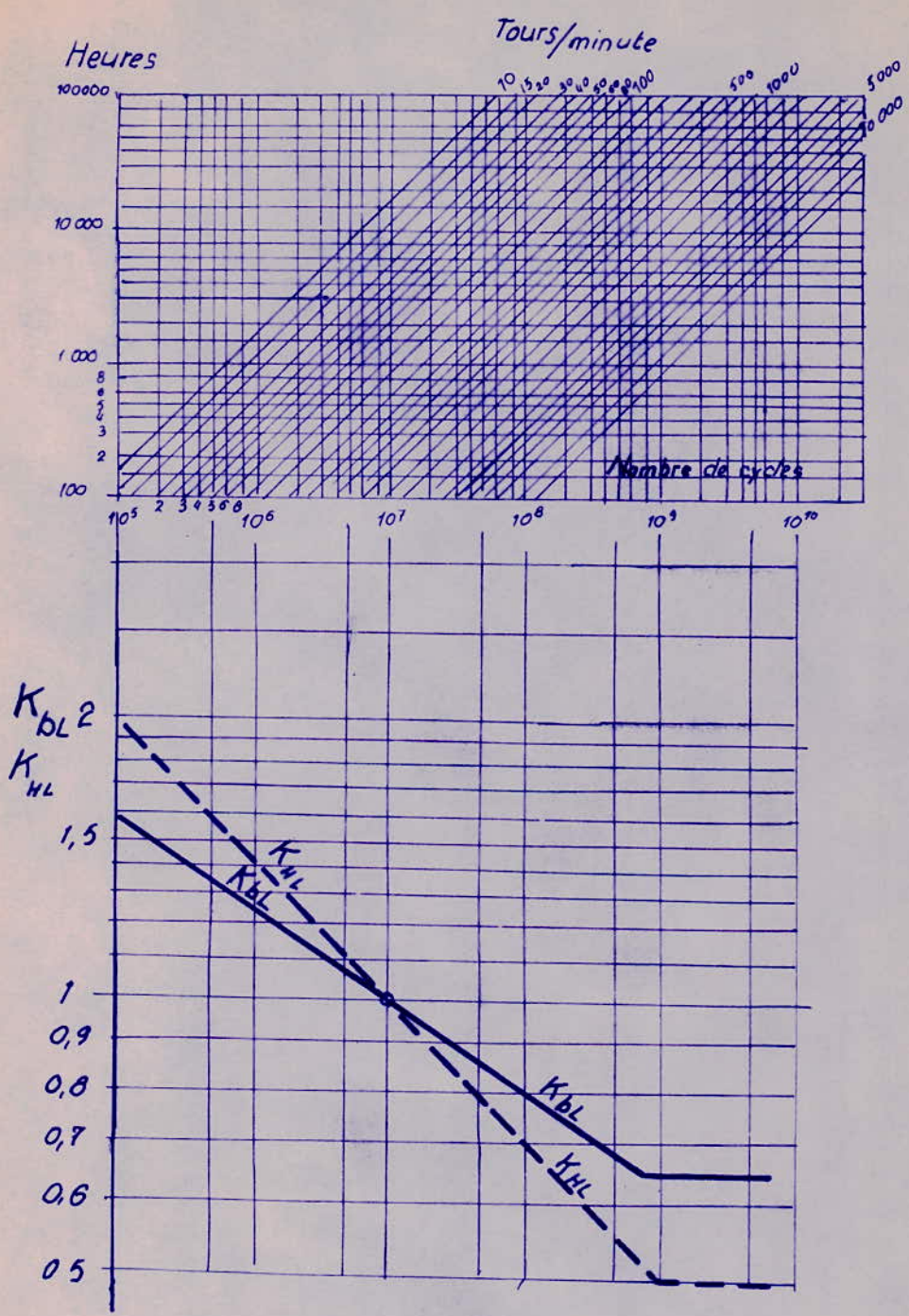


Fig: VII .21

FACTEUR DE SERVICE K_A

Organe moteur	Degré de choc de l'organe receveur	Jusqu'à 12 heures/jour	24 heures/jour
Moteurs électriques.	I	1	$0,95 \left(\frac{1}{1,05} \right)$
	II	$0,80 \left(\frac{1}{1,25} \right)$	$0,70 \left(\frac{1}{1,45} \right)$
Turbines	III	$0,67 \left(\frac{1}{1,5} \right)$	$0,57 \left(\frac{1}{1,75} \right)$
Moteurs à Combustion interne à pistons multiples	I	$0,8 \left(\frac{1}{1,25} \right)$	$0,70 \left(\frac{1}{1,45} \right)$
	II	$0,67 \left(\frac{1}{1,5} \right)$	$0,57 \left(\frac{1}{1,75} \right)$
	III	$0,57 \left(\frac{1}{1,75} \right)$	$0,45 \left(\frac{1}{2,25} \right)$
Moteurs à Combustion interne à un seul piston.	I	$0,67 \left(\frac{1}{1,5} \right)$	$0,57 \left(\frac{1}{1,75} \right)$
	II	$0,57 \left(\frac{1}{1,75} \right)$	$0,45 \frac{1}{2,25}$
	III	$0,45 \left(\frac{1}{2,25} \right)$	$0,35 \left(\frac{1}{2,85} \right)$

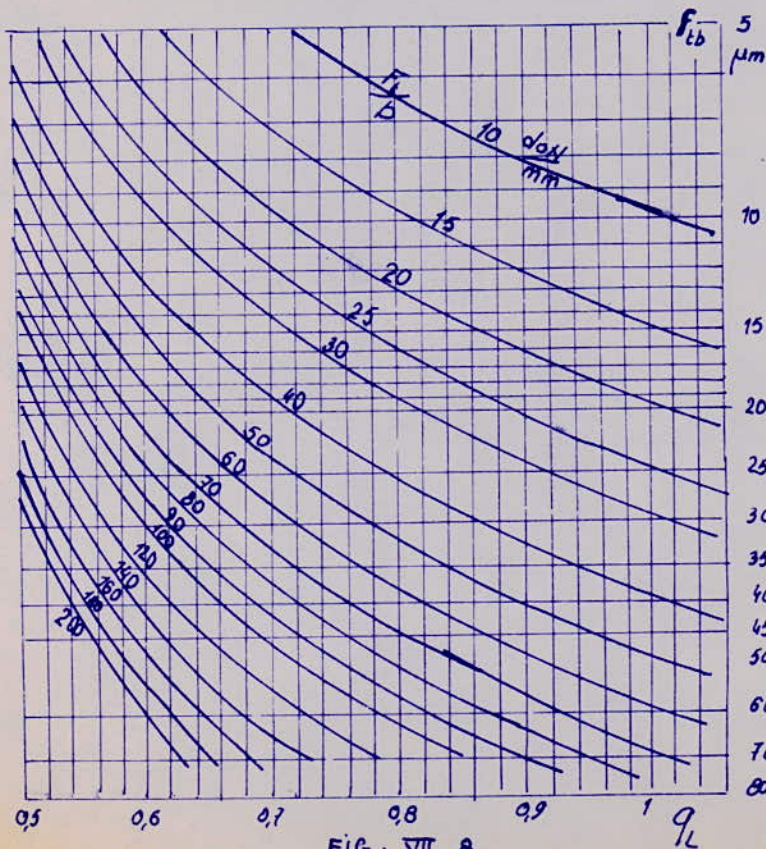
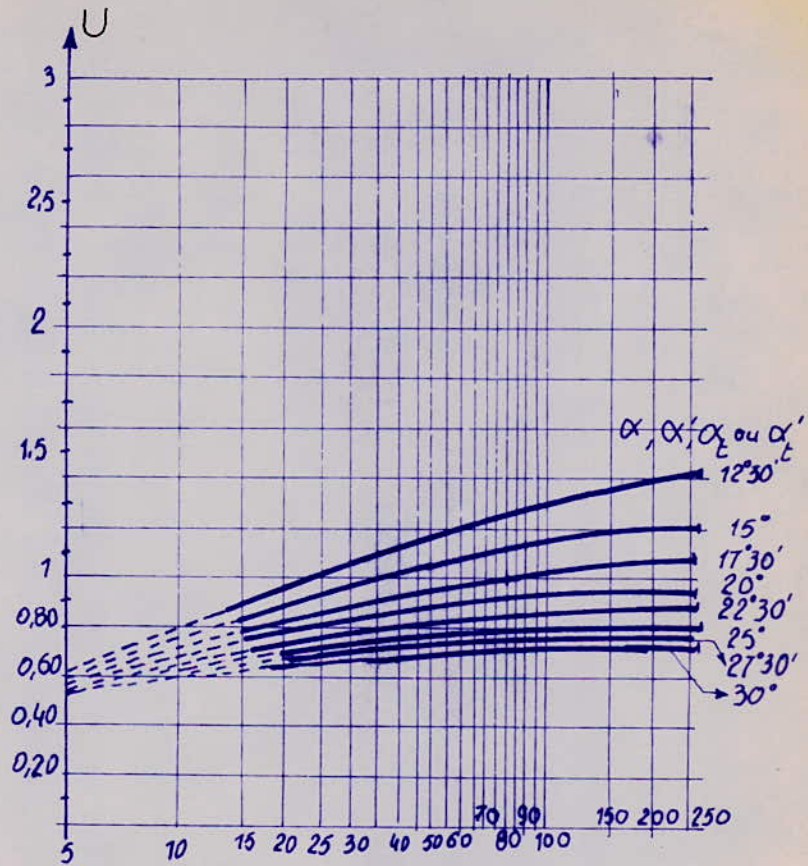


FIG: VII. 8.



Valeurs positives de N .

FIG: III-3.

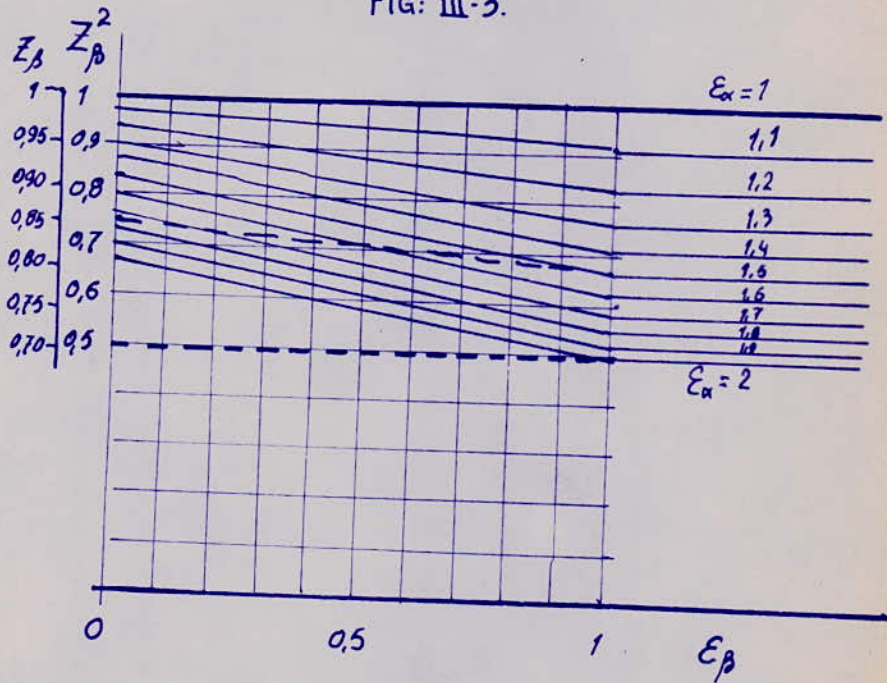


FIG: VII-31.

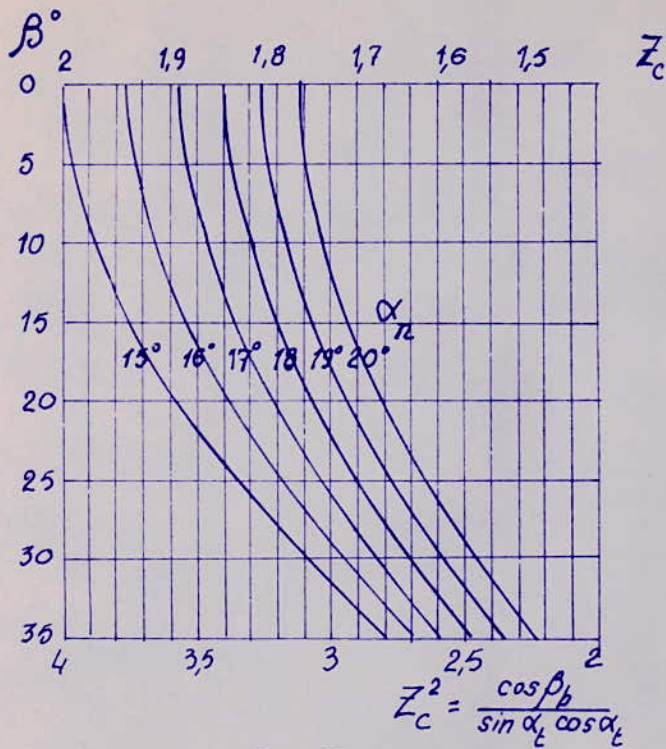


FIG: VII-33.

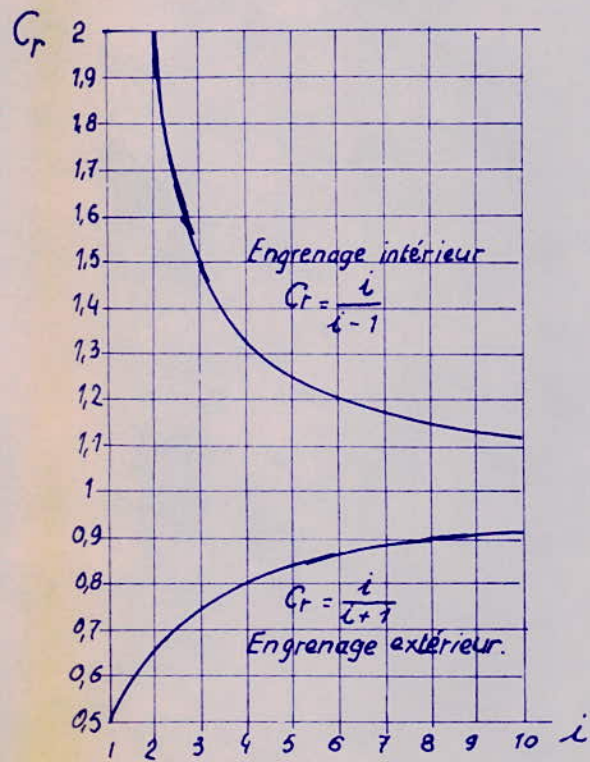


FIG: VII.35

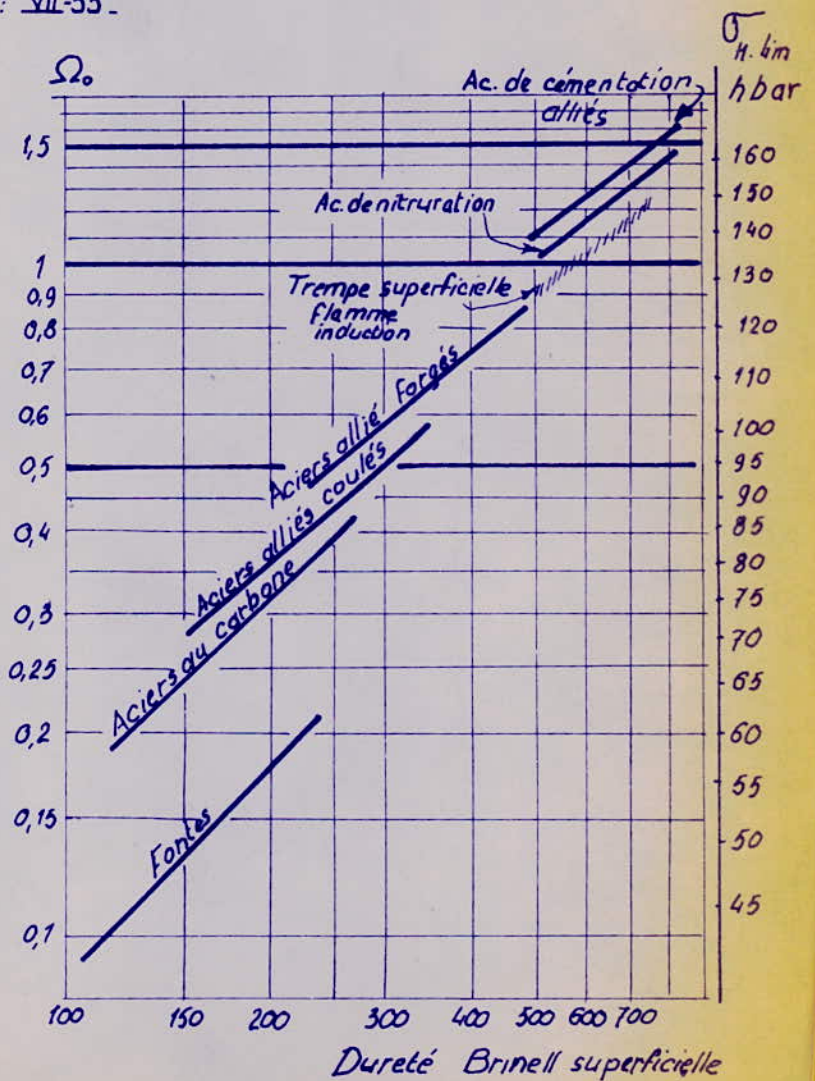


FIG. VII.37

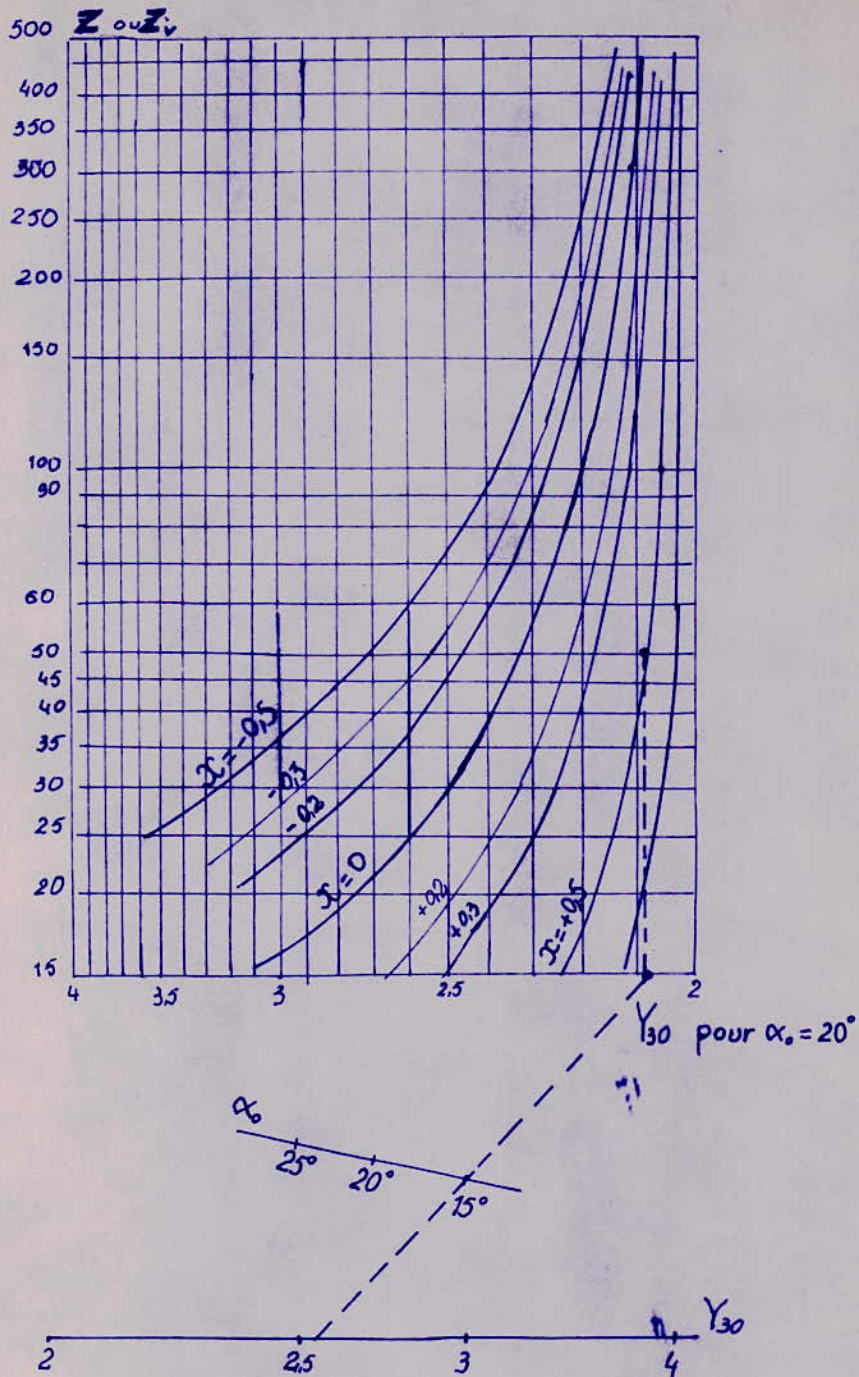
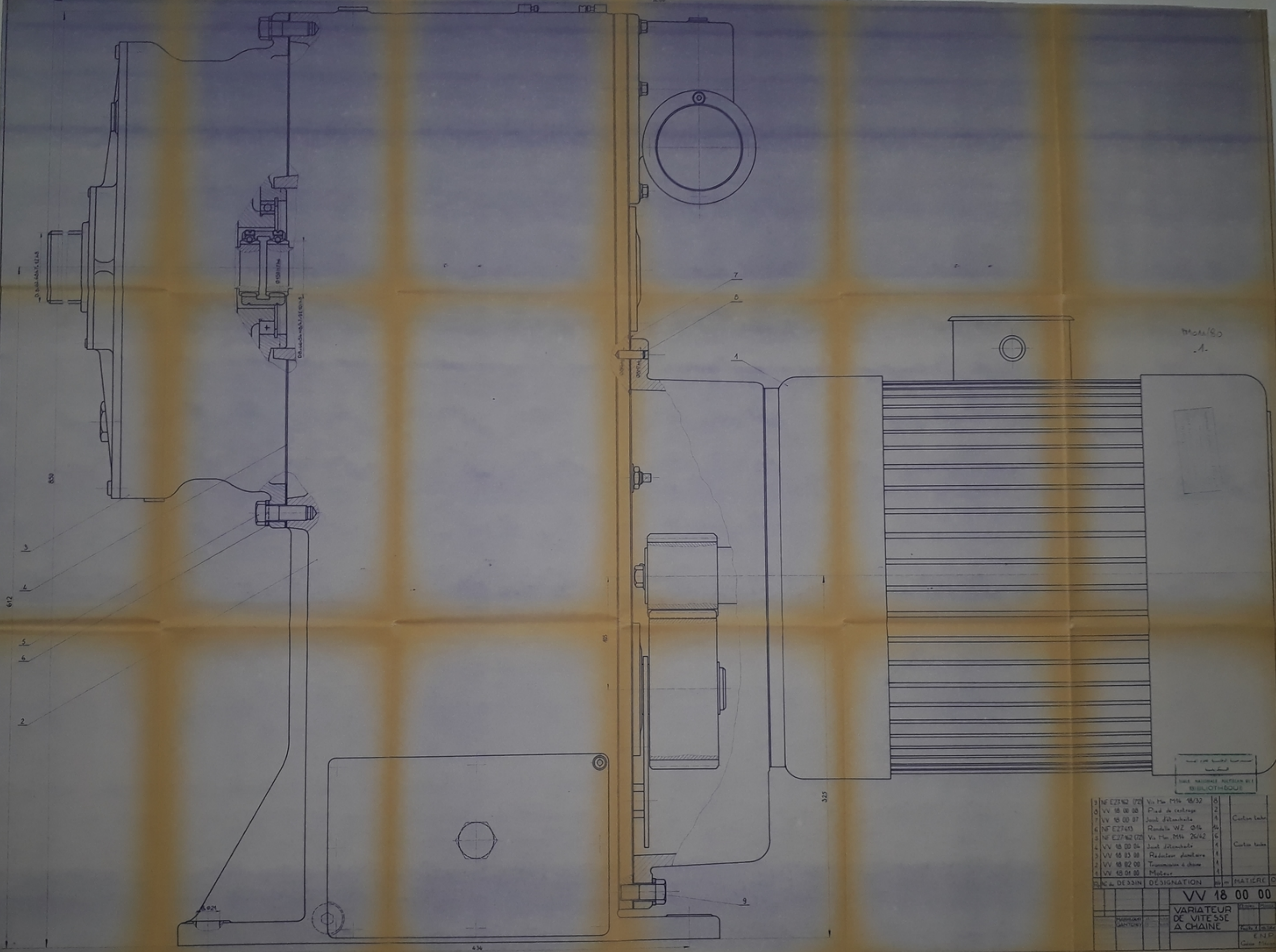


Fig: VII-7



MCA/80
A.

NO DE BROS	DESIGNATION	Q	MATIERE	Div	
9	NF E2742 (72)	Vis M4 M4 18/32	6		
8	VV 18 00 08	Pied de centrage	2		
7	VV 18 00 07	Joint d'etanchéité	8	Caoutchouc	
6	NF E2743	Rondelle WZ 04	4		
5	NF E2742 (72)	Vis M4 M4 26/42	6		
4	VV 18 00 04	Joint d'etanchéité	4	Caoutchouc	
3	VV 18 03 08	Reducteur planétaire	1		
2	VV 18 02 00	Transmission à chaîne	1		
1	VV 18 01 00	Moteur	1		
9	NO DE BROS	DESIGNATION	Q	MATIERE	Div
		VV 18 00 00			
		VARIATEUR DE VITESSE A CHAÎNE			

A-A
T_B

61

62
63
64
65

66

67

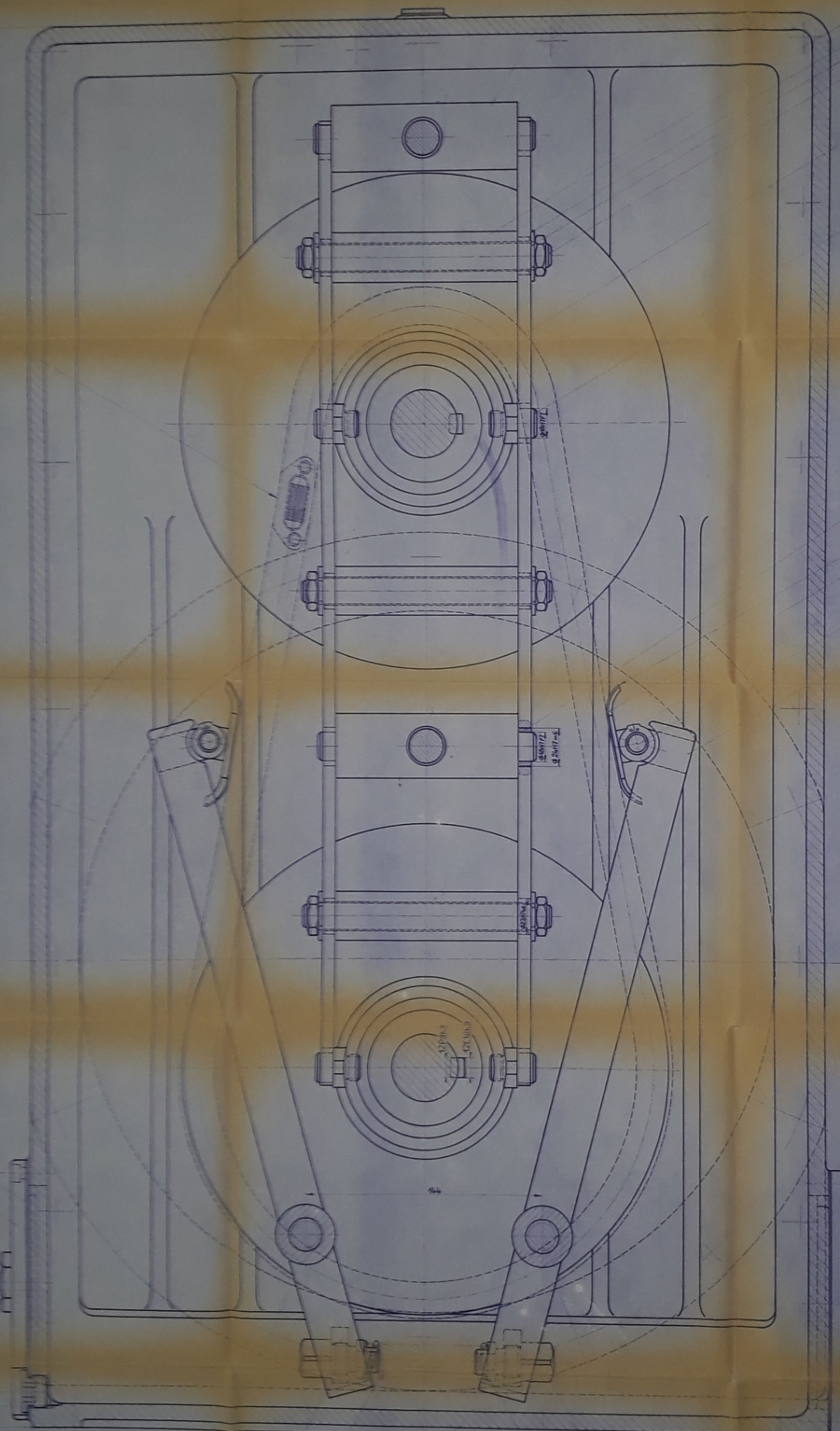
68

69

70

71

72



66
630
682

T_B

71

72

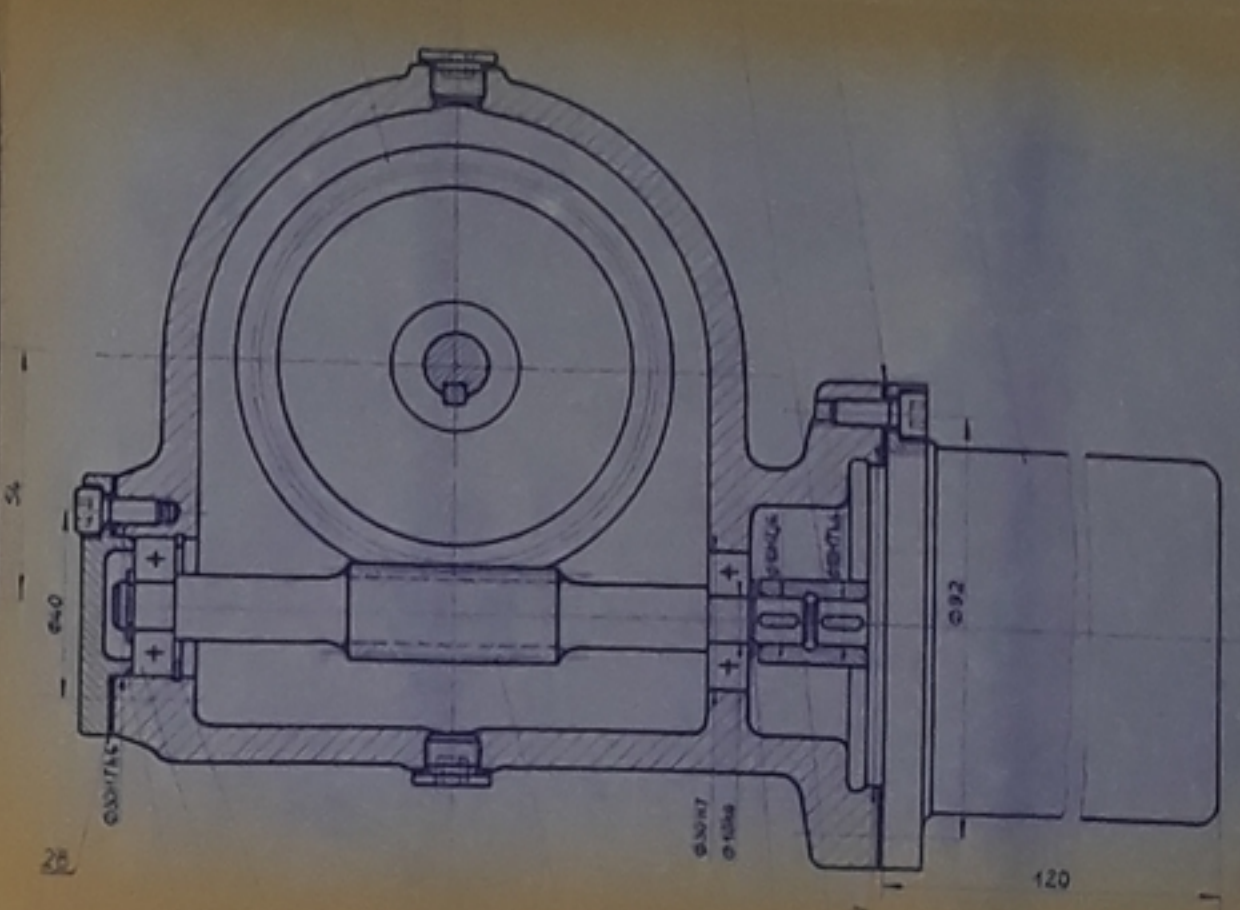
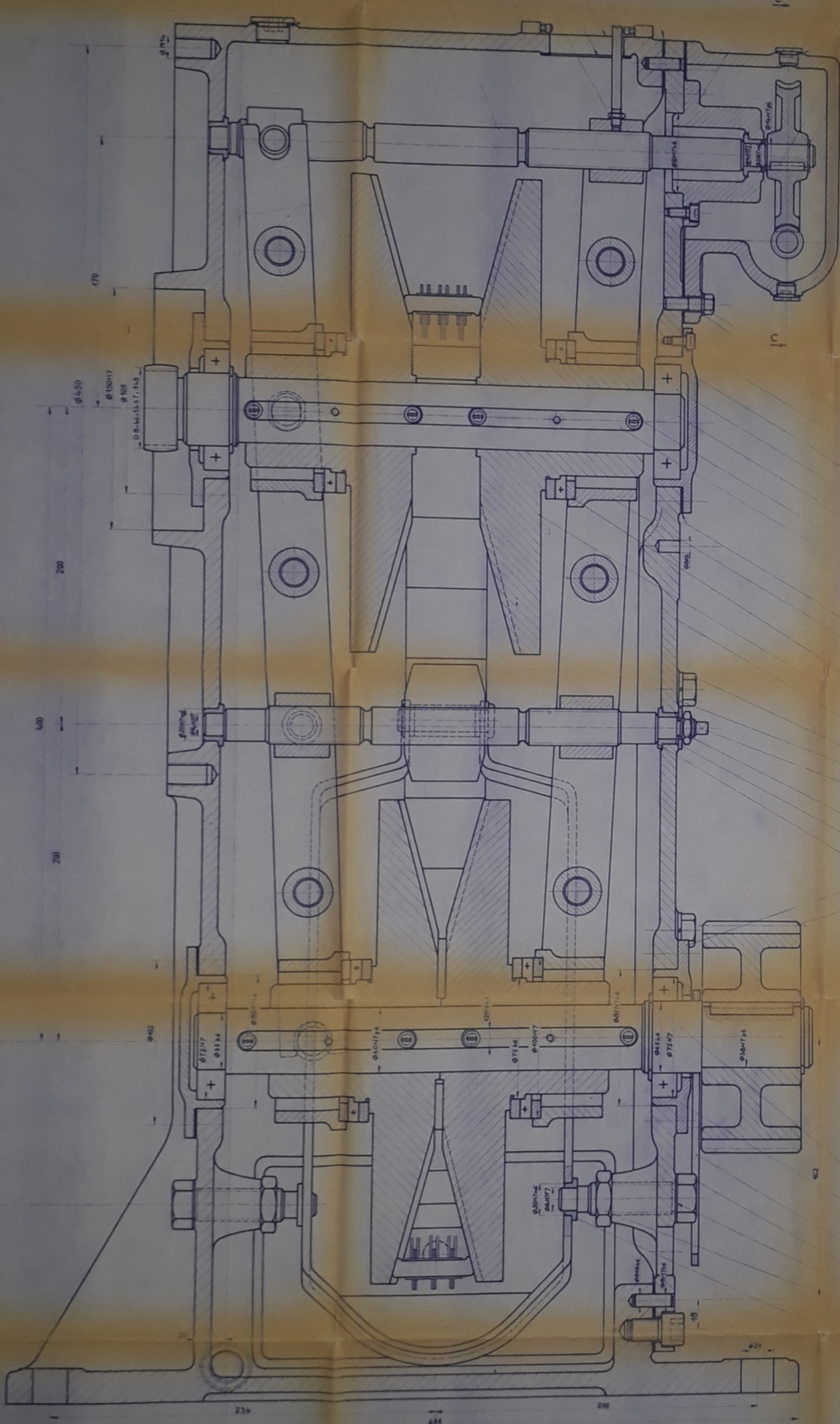
PM 01/80
-2-

UNIVERSITÄT
BIBLIOTHEQUE

		VV 18 02 00
		TRANSMISSION
		A CHAÎNE

B-B

C-C



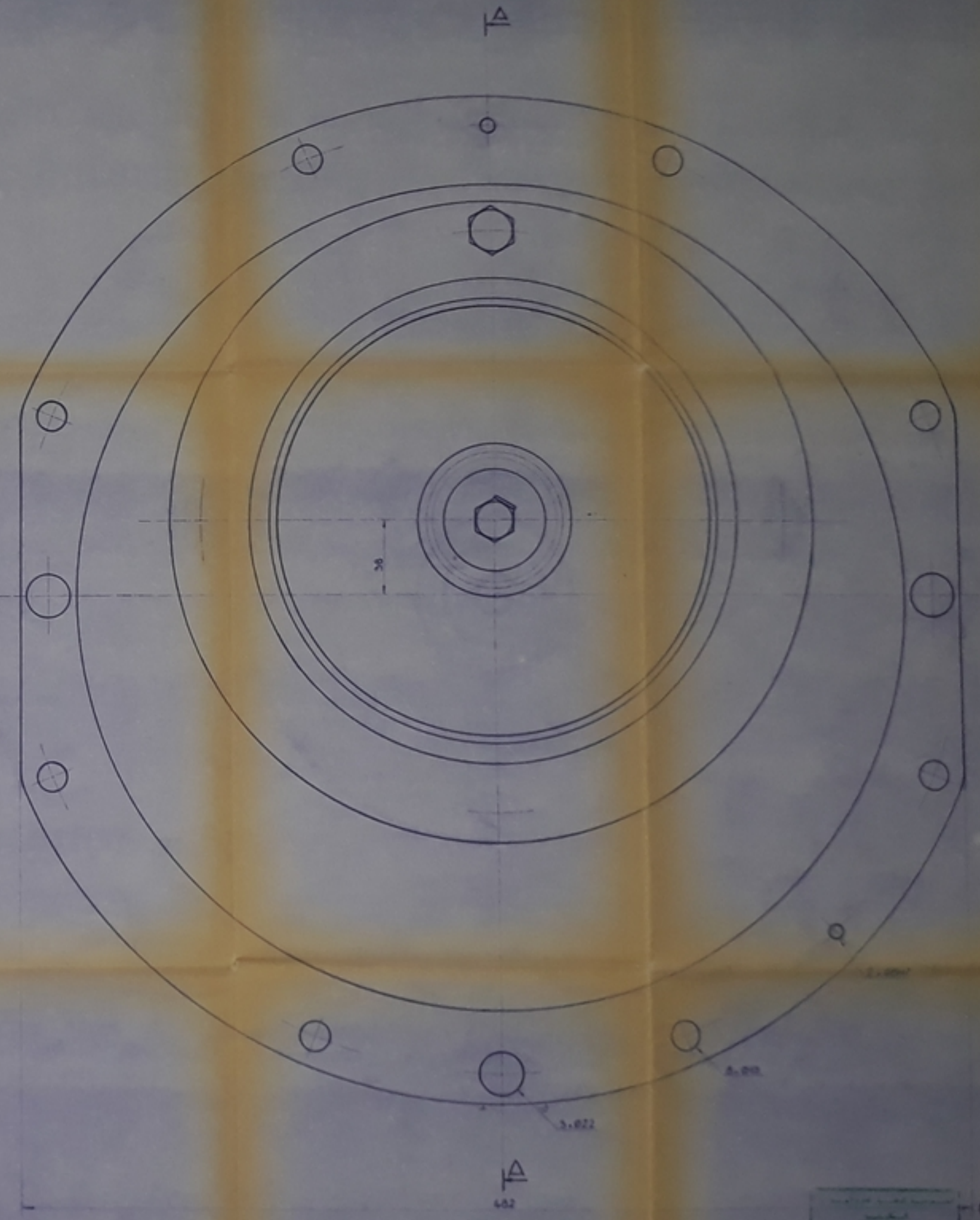
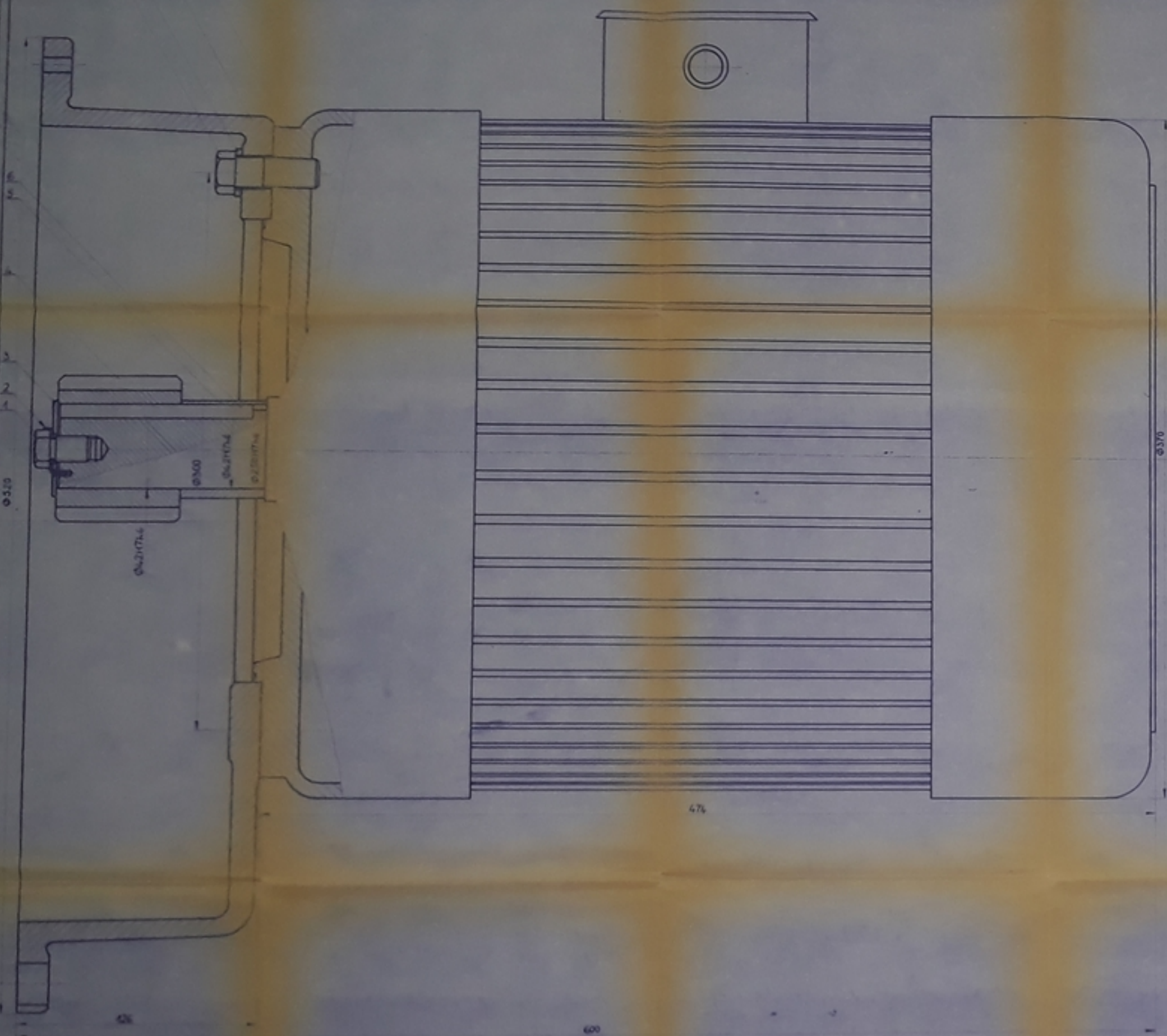
N°	DESIGNATION	Qté	MATIERE	Obs
80	Chaine à lamelles	1		
79	VV 18 02 79	2	Carton laka	
78	VV 18 02 78	2	Fe 20	Mouls
77	VV 18 02 77	1	Ad.	
76	VV 18 02 76	2	A 60	
75	VV 18 02 75	2	XC 65	
74	VV 18 02 74	2	Ad.	
73	VV 18 02 73	2	Ad.	
72	VV 18 02 72	2	A 60	
71	VV 18 02 71	2	XC 55	
70	VV 18 02 70	2	A 60	
69	VV 18 02 69	2	Teflon	
68	VV 18 02 68	2	UE Pb Z	
67	VV 18 02 67	6	XC 55	
66	VV 18 02 66	4	A 60	
65	VV 18 02 65	6	Ad.	
64	NF E27-411 (63)	12		
63	NF E27-611 (68)	12		
62	VV 18 02 62	6	Ad.	
61	VV 18 02 61	4	Ad.	
60	NF E27-161 (72)	3		
59	VV 18 02 59	4	UE Pb Z	
58	NF E27-411 (68)	4		
57	VV 18 02 57	4	Ad.	
56	VV 18 02 56	4	CC 20	
55	VV 18 02 55	1	CC 45	
54		2		
53	VIRAX	2		
52	VV 18 02 52	1	CC 45	
51	VIRAX	1		
50	NF E27-636 (72)	1		
49	VV 18 02 49	1	60NC 12	
48	VV 18 02 48	2	Fe 20	Mouls
47	VV 18 02 47	2	UE Pb Z	
46	NF E27-611 (68)	1		
45	NF E27-411 (63)	1		
44	VV 18 02 44	1	CC 20	
43	NF E27-611 (68)	1		
42	NF E27-162 (72)	1		
41	VV 18 02 41	1	Fe 20	Mouls
40	VV 18 02 40	4	60NC 12	
39		4		
38	VV 18 02 38	4	Ad.	
37	VV 18 02 37	4	Ad.	
36	NF E27-636 (72)	4		
35	NF E27-116 (71)	8		
34	VV 18 02 34	1	CC 45	
33		2		
32	VV 18 02 32	2	Fe 20	Mouls
31	NF E27-161 (72)	4		
30	NF E27-611 (68)	7		
29	NF E27-162 (72)	7		
28	VV 18 02 28	1	Ad.	
27	VV 18 02 27	1	Fe 20	Mouls
26		1		
25	VIRAX	1		
24	VV 18 02 24	1	10N 12	
23	VIRAX	2		
22	VV 18 02 22	1	CC 35	
21		1		
20	VV 18 02 20	1	Carton laka	
19	NF E27-636 (72)	1		
18	VV 18 02 18	1	UE 16	
17	VIRAX	1		
16	NF E27-636 (72)	2	Carton laka	
15	VV 18 02 15	1		
14	NF E29-382 (37)	2		
13	VV 18 02 13	1	Ad.	
12	VV 18 02 12	1	Fe 20	Mouls
11	VV 18 02 11	1	XC 55	
10	VV 18 02 10	1	Carton laka	
9	VV 18 02 09	1	Ad.	
8	VV 18 02 08	1		
7	VV 18 02 07	1	Combature	
6	NF E27-411 (63)	1		
5		2		
4	VV 18 02 04	1	CC 20	
3	VV 18 02 03	1	Fe 20	Mouls
2	VV 18 02 02	2	Carton laka	
1	NF E29-582 (37)	2		

Maria So
- 7 -

MAIRIE NATIONALE PROFESSIONNELLE
DES INGENIEURS

VV 18 02 00	
TRANSMISSION	
A CHAÎNE	
1	

AA
1 2 3 4

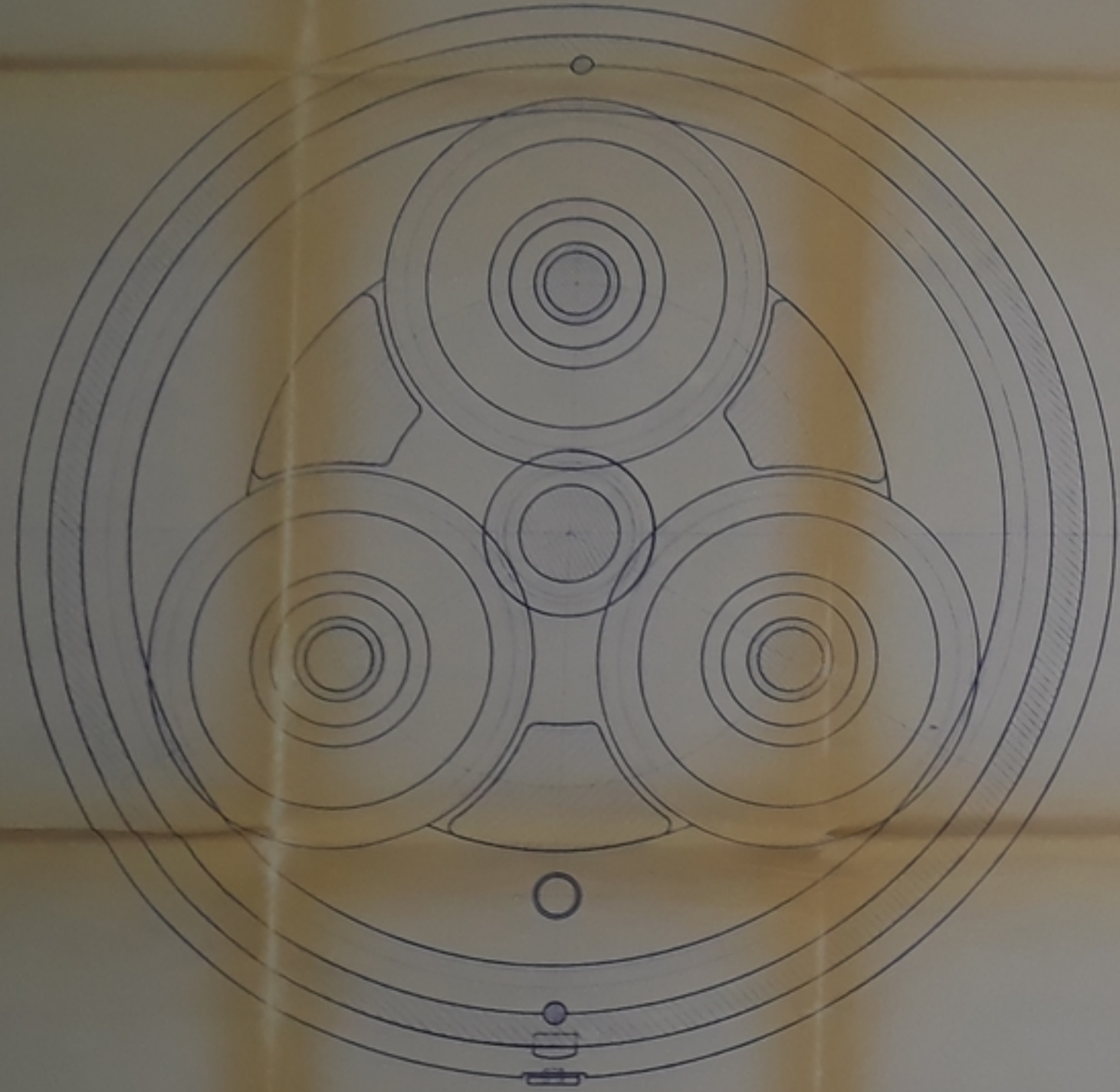


- 4 -

NO	DATE	DESCRIPTION	BY	CHK
1	18 01 00	Flange		
2	18 01 00	Flange W		
3	18 01 00	Flange W		
4	18 01 00	Flange W		
5	18 01 00	Flange W		
6	18 01 00	Flange W		
7	18 01 00	Flange W		
8	18 01 00	Flange W		
9	18 01 00	Flange W		
10	18 01 00	Flange W		

DESIGNATION: **VV 18 01 00**

MOTEUR



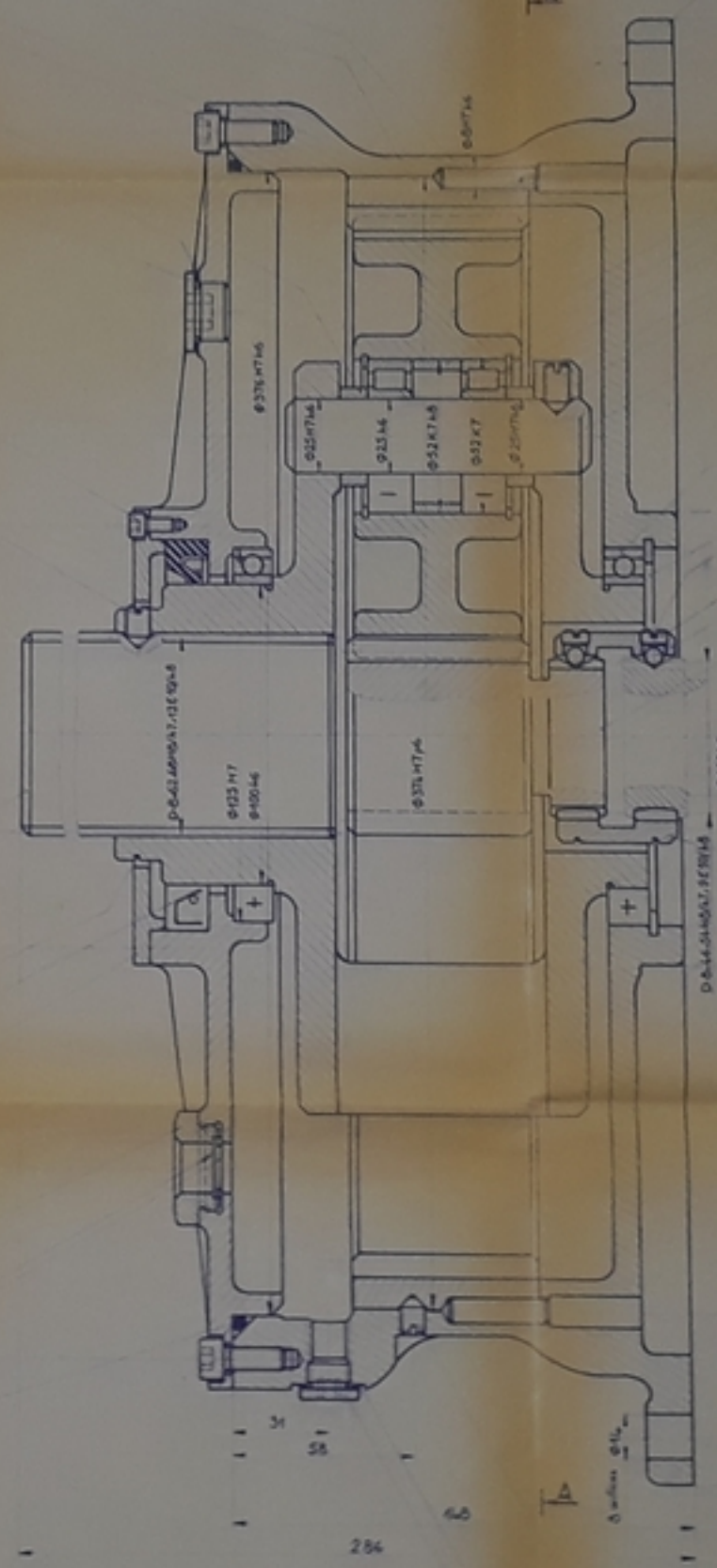
A-A

B-B

T

- 35
- 34
- 33
- 32
- 31
- 30
- 29
- 28
- 27
- 26
- 25
- 24
- 23
- 22
- 21
- 20
- 19

B-B



- 1
- 2
- 3
- 4
- 5
- 6
- 7
- 8
- 9
- 10
- 11
- 12
- 13
- 14

BIBLIOTHEQUE
CENTRE NATIONAL DE RECHERCHES
AERONAUTIQUES ET SPATIALES

M01150
- 5 -

N°	EGC	Quantité des A/R	Mat.	Revis
01	VV 18 03 34	Coussinets	4	60NC 12
02	VV 18 03 35	Coussinets	4	F4 20
03	NF 22 01 02	Vis. Dia. M6 0,8x20	8	
04	VV 18 03 36	Disque	1	A34
05	VV 18 03 37	Joint d'étanchéité	1	
06	VV 18 03 38	Disque d'entraînement	1	
07	VV 18 03 39	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
08	VV 18 03 40	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
09	VV 18 03 41	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
10	VV 18 03 42	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
11	VV 18 03 43	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
12	VV 18 03 44	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
13	VV 18 03 45	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
14	VV 18 03 46	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
15	VV 18 03 47	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
16	VV 18 03 48	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
17	VV 18 03 49	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
18	VV 18 03 50	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
19	VV 18 03 51	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
20	VV 18 03 52	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
21	VV 18 03 53	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
22	VV 18 03 54	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
23	VV 18 03 55	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
24	VV 18 03 56	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
25	VV 18 03 57	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
26	VV 18 03 58	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
27	VV 18 03 59	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
28	VV 18 03 60	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
29	VV 18 03 61	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
30	VV 18 03 62	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
31	VV 18 03 63	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
32	VV 18 03 64	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
33	VV 18 03 65	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
34	VV 18 03 66	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
35	VV 18 03 67	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
36	VV 18 03 68	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
37	VV 18 03 69	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
38	VV 18 03 70	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
39	VV 18 03 71	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
40	VV 18 03 72	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
41	VV 18 03 73	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
42	VV 18 03 74	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
43	VV 18 03 75	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
44	VV 18 03 76	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
45	VV 18 03 77	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
46	VV 18 03 78	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
47	VV 18 03 79	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
48	VV 18 03 80	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
49	VV 18 03 81	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
50	VV 18 03 82	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
51	VV 18 03 83	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
52	VV 18 03 84	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
53	VV 18 03 85	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
54	VV 18 03 86	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
55	VV 18 03 87	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
56	VV 18 03 88	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
57	VV 18 03 89	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
58	VV 18 03 90	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
59	VV 18 03 91	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
60	VV 18 03 92	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
61	VV 18 03 93	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
62	VV 18 03 94	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
63	VV 18 03 95	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
64	VV 18 03 96	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
65	VV 18 03 97	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
66	VV 18 03 98	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
67	VV 18 03 99	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	
68	VV 18 03 00	Vis. Dia. M6 0,8x12	4	

VV 18 03 00
REDUCTEUR
PLANETAIRE

BIBLIOTHEQUE

