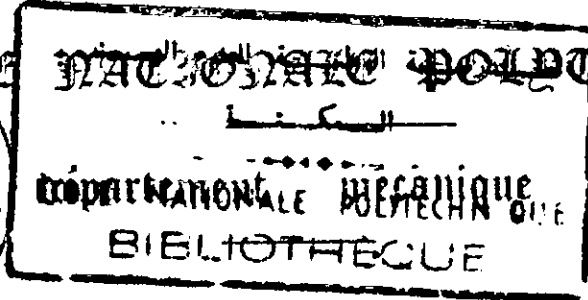
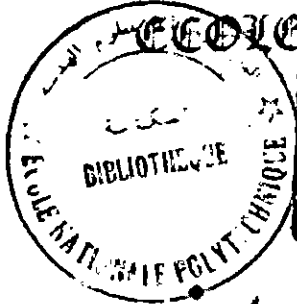


ministère de l'enseignement supérieur
et de la recherche scientifique

12/80

U.S.T.H.B



projet de fin d'études

ETUDE D'UN BANC

DESSAIS D'ENERGIES

5 PLANS

Proposé et suivi par :

E. Ganchev


étudié par :

R. Menina

— PROMOTION JUIN 1980 —

ministère de l'enseignement supérieur
et de la recherche scientifique

U.S.T.B

 ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
département mécanique
projet de fin d'études

ÉTUDE D'UN BANC
D'ESSAIS D'ENERGIES

Proposé et suivi par :

E. Gantchev

étudié par :

R. Menina

— PROMOTION JUIN 1980 —

DEDICACES

A LA MEMOIRE DE MES PARENTS

A MA FAMILLE

A MES AMIS

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 AIT ARKOUB A. , CHERAK A. , BOUGHIOU M. ,
BENHASSINE E. , S. Khelil , T. Mohamed et tous ceux qui m'ont aidé de
près ou de loin dans mon travail .
Je leur souhaite une bonne réussite .

PRESENTATION DU SUJET

Mon travail consiste à étudier un banc d'essais d'engrenages parallèles à denture extérieure dont les paramètres de base sont ;

- entraxe $a = 95,6$ mm
- nombre de tours de l'arbre moteur $n = 3000$ tr/min
- charge nominale $M_n = 300$ N.m

Cet appareil doit permettre :

- d'essayer des échantillons dont l'angle d'inclinaison de la denture varie entre 0 et 30° .
- d'essayer différents matériaux; ceci pour permettre d'étudier, si le cas se présente, des produits algériens.
- de varier le rapport de réduction.
- de varier l'entraxe dans le but d'étudier certaines corrections de denture et de simuler des conditions de non parallélisme.

SOMMAIRE

I - INTRODUCTION :

- I.1 - Définition d'un banc d'essais d'engrenages.
- I.2 - Différents types d'appareils d'essais d'engrenages .
- I.3 - Choix du banc.
- I.4 - Description du banc .
- I.5 - Généralités sur les différents modes de détérioration des engrenages.
- I.6 - Rendement des engrenages (parallèles extérieurs) .

II - DETERMINATION DES PARAMETRES PRINCIPAUX DU BANC:

- II.1 - Caractéristiques géométriques des engrenages.
- II.2 - Prédétermination du couple admissible des engrenages.
- II.3 - Charge nominale du banc.

III - CALCUL DES ELEMENTS DU REDUCTEUR BEE 23 00 00:

- III.1 - Détermination des efforts sur les paliers .
- III.2 - Choix et calcul des roulements.
- III.3 - Calcul des diamètres des arbres.
- III.4 - Vérification des arbres à la fatigue.
- III.5 - Dimensionnement des cannelures.
- III.6 - Vérification des clavettes.
- III.7 - Calcul du diamètre des vis de serrage du chapeau excentrique.

IV. A) Choix de l'électromoteur (calcul des pertes).

IV. B) Choix des arbres intermédiaires.

IV. C) Système de mise en charge.

V.- ETUDE DE CERTAINS TYPES D'ACIER : (charges de détérioration)

- V.1 - Rupture.
- V.2 - Pitting.
- V.3 - Grippage.
- V.4 - Analyse des résultats.

CONCLUSION .

I - INTRODUCTION

I.1: BANC D'ESSAI D'ENGRENAGES :

On classe sous ce nom tout ensemble d'appareils conçu dans le but d'étudier les engrenages du point de vue rendement, résistance, lubrification, ...

I.2: DIFFERENTS TYPES D'APPAREILS D'ESSAI DES ENGRENAGES :

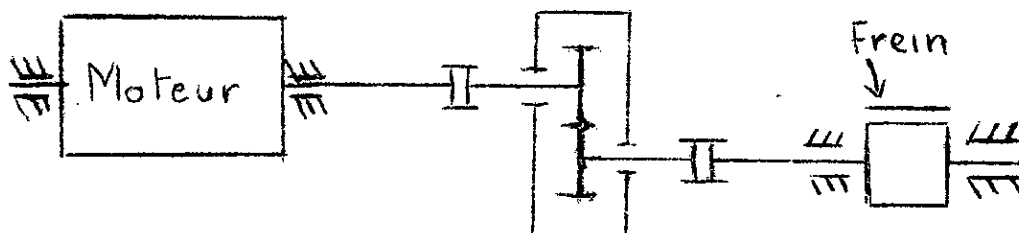
On peut regrouper ces appareils dans deux grandes catégories: les montages " à plate forme " et les montages du type " four square " .

I2.1: Montges classiques " à plate forme" :

Ces montages sont dits aussi "à circuit ouvert " avec moteur et frein. Pour ce type d'appareil , le moteur fournit une puissance qui doit éгалiser les pertes et la charge.

$$P_{\text{moteur}} = \text{Pertes} + \text{Charge}$$

Un exemple très simple avec un seul couple d'engrenages est représenté par le schéma suivant:



Avantage: ils permettent la variation de la charge au cours des essais.

Inconvénients: - ils présentent une grande consommation d'énergie.

- la charge est limitée par la puissance du moteur.

I2.2: Bancs du type " four square " ou " à cycle fermé " :

Pour ce deuxième type le moteur ne fournit que la puissance nécessaire à éгалiser les pertes. C'est le montage le plus souvent utilisé dans les laboratoires de recherche.

Avantages:

- ils présentent un rendement élevé (la consommation d'énergie est, relativement faible par rapport à la charge).

- ils permettent de très grandes charges.

Inconvénients:

-ils nécessitent l'utilisation de deux couples d'engrenages dont les

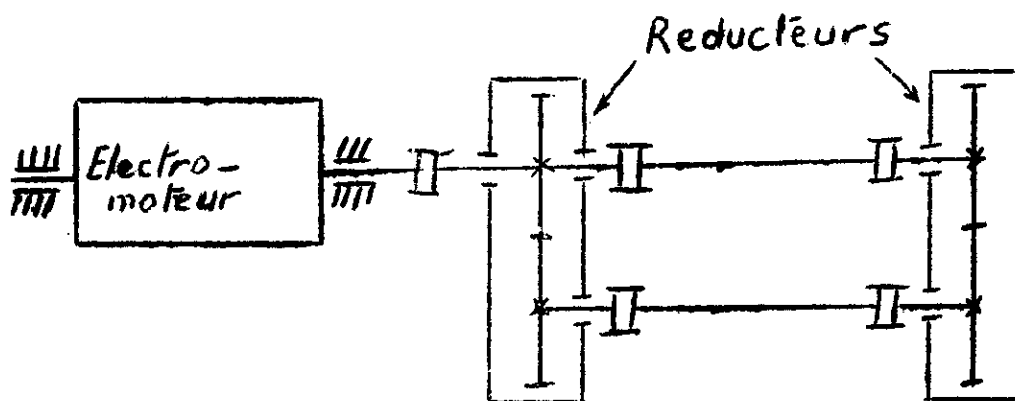
caractéristiques géométriques sont (théoriquement) identiques .

I.3 : CHOIX DU TYPE DE BANC *

Du point de vue économie d'énergie il est évident que pour un appareillage qui fera l'objet d'une manipulation dans un laboratoire de recherches , il est souhaitable d'utiliser un moteur électrique de faible puissance et donc de faibles encombrements . Ainsi notre choix sera porté sur le second type de montage , c'est à dire le banc dit " à cycle fermé " .

I.4 : DESCRIPTION DU BANC :

I.4.1: Schéma cinématique :

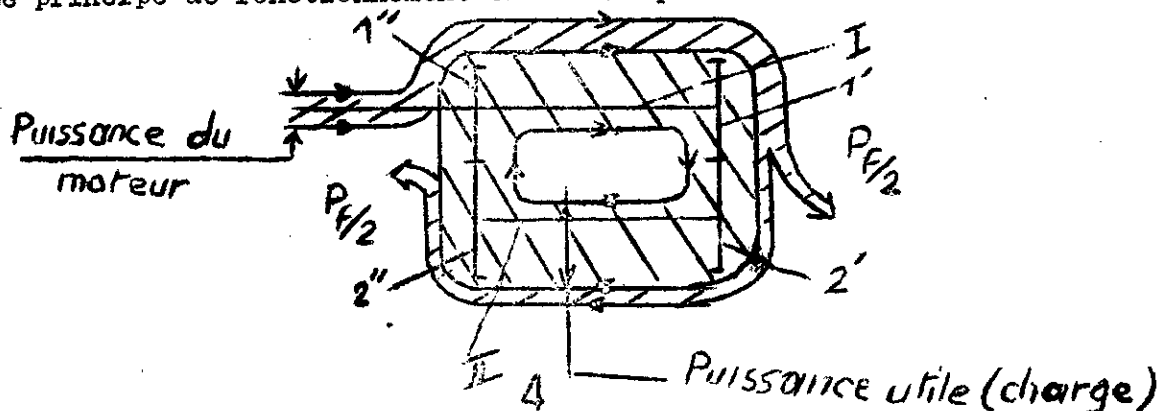


Le banc se compose d'un moteur électrique , de deux couples d'engrenages identiques accouplés "dos à dos" , d'un mécanisme de mise en charge et éventuellement de certains dispositifs de contrôle .

L'un des couples d'engrenages fera l'objet des essais , tandis que l'autre n'aura comme fonction que de permettre à la charge de circuler à l'intérieur du banc . Ce deuxième couple d'engrenages doit avoir des caractéristiques mécaniques meilleures que celles du premier .

I.4.2 : Principe de fonctionnement :

Le principe de fonctionnement est donné par le schéma suivant :



Ce principe basé sur l'égalisation des pertes au niveau des deux réducteurs consiste en la circulation de la charge utile entre (1' , 2') et (1" , 2") .

La moitié de la charge produite par le moteur est perdue au niveau du premier couple d'engrenages ; l'autre moitié égalisera les pertes au niveau du second. Ces pertes commenceront soit en (1' , 2') , soit en (1" , 2") , selon le sens de rotation de l'arbre moteur et le sens d'application de la charge .

I.4.3 : Réalisations techniques :

Le banc est composé de sept groupes principaux :

- l'électromoteur BEE 07 00 00
- le réducteur fixe BEE 13 00 00
- le réducteur basculant BEE 23 00 00
- les arbres intermédiaires BEE 16 00 00
- le mécanisme de mise en charge
- le mécanisme de mesure des pertes
- le système de variation d'entraxe .

Le choix de l'électromoteur du type G II2 LX avec une puissance $N = 5,9$ KW à 3000 tr/mn est conditionné par :

- l'encombrement minimum possible
- l'évaluation des pertes à 5,9 KW .

Le réducteur fixe est accouplé au moteur par manchon à broches (référence sur le dessin BEE II 00 00) .

L'accouplement des deux réducteurs "dos à dos" est assuré par des arbres à joints de cardan . Ce choix a été imposé par la solution technologique de mise en charge du banc .

Mécanisme de mise en charge :

Il se compose du réducteur basculant , du dynamomètre BEE 25 00 00 et du manchon d'accouplement BEE 35 00 00 .

Le plateau de ce dernier est conçu avec lumières (au nombre de huit) pour permettre une rotation par rapport à la flasque du joint de cardan correspondant .

La course du réducteur basculant est limitée par deux butées réglables (BEE 39 00 00) .

Mesure des pertes :

Les pertes sont mesurées à l'aide de la balance BEE 08 00 00 et du bras de levier de longueur $l = 400 \text{ mm}$ (BEE 37 00 00) . Ce bras est fixé sur le stator de l'électromoteur .

Le micro interrupteur (BEE 36 00 00) limite la rotation du stator ; il déclenche le moteur en cas d'augmentation des pertes due à une détérioration brutale des engrenages . Il est aussi conçu comme limiteur de course dans le cas d'une alimentation inversée ; ceci pour des mesures de sécurité .

Système de variation d'entraxe :

Ce mécanisme permet aussi la simulation du non parallélisme des arbres . Il se compose de deux douilles excentriques , pour chaque réducteur , montées au niveau de l'arbre récepteur .

La rotation simultanée des douilles nous donne une variation continue de l'entraxe suivant la relation : $\Delta a = 0,5 \cos \theta$; 0,5 étant l'excentricité de la surface intérieure par rapport à la surface extérieure de la douille . La simulation du non parallélisme est obtenue soit par rotation d'une seule douille soit par rotation des deux douilles , mais dans des sens différents .

Enfin l'ensemble est monté sur un châssis réalisé en construction soudée à partir de cornières 45 x 45 .

I.5 : GENERALITES SUR LES DIFFERENTS MODES DE DETERIORATION DES ENGRENAGES :

Les différents modes de détérioration des engrenages sont : l'usure , les détériorations superficielles , la rupture et la grippage .

I.5.1 : Rupture :

La rupture des dents est un accident intolérable. Elle est due essentiellement à la fatigue . Son amorçage est généralement localisé au niveau de la racine de la dent .

Chaque engrenement produit à la racine de la dent des contraintes de flexion à allure périodique. La modification brusque due à la flexion de la forme de la dent au niveau de son congé de raccordement , donne lieu à une concentration des contraintes; Ainsi un certain nombre de cycles défini peut provoquer la formation d'une crique , là où la concentration des contraintes est maximale (théorie de fatigue des métaux) . Cette dernière suivra donc la section dans laquelle les contraintes sont maximales ; et à un moment donné la rupture s'achèvera brusquement (rupture par sollicitation statique). On peut avoir également des ruptures dont la cause sera une surcharge importante relativement à la charge admissible .

D'après la nouvelle méthode ISO , la contrainte de rupture σ_b est proportionnelle à la charge et inversement proportionnelle à la largeur de la denture et au module . Elle dépend aussi de la forme , de l'inclinaison de denture , et du rapport de conduite .

$$\sigma_b = \frac{F_t}{b m_o} \cdot Y_E \cdot Y_F \cdot Y_\beta$$

b : largeur de la denture

m_o : module réel

Y_E : facteur de conduite

Y_F : facteur de forme

Y_β : facteur d'inclinaison

F_t : effort tangentiel primitif

Cet effort tangentiel primitif tient compte du type de service exprimé par le facteur de service K_A , de la vitesse exprimée par K_V , de la durée de la mise en charge exprimée par K_{BL} et de la portée de denture exprimée par K_M .

En conclusion on peut dire que la résistance d'une dent à la rupture est accrue en augmentant la résistance de sa racine et en diminuant la concentra-

tion de contraintes dans cette zone. A cet effet on peut citer comme facteur influant sur la résistance à la rupture:

- le rayon du congé de raccordement.
- la finition de la surface de la dent
- les propriétés mécaniques du matériau de l'engrenage.

15.2: Détériorations superficielles:

Parmi celles-ci on peut citer le pitting (piqûres) , l'écaillage , etc...

La détérioration superficielle la plus importante est la pitting.

La formation des piqûres sur la surface active des dents est la cause la plus fréquente de détérioration des engrenages abondamment lubrifiés.

Pour des dents en acier , les piqûres s'amorcent à la racine des dents , près de la ligne d'action. Les premières piqûres suivent la largeur de la roue et apparaissent dans la zone de concentration de la charge ou au droit des rugosités restées après la finition.

Pendant le service le nombre de ces piqûres et les dimensions de certaines d'entre elles , augmentent. Le profil de la dent se perturbe , sa surface devient irrégulière , et les charges dynamiques s'accroissent. Avec la multiplication des piqûres, toute la surface active de la dent, au dessous de la ligne active, se dégrade et par suite la transmission s'échauffe et le bruit s'amplifie.

La formation des piqûres peut être limitée ou progressive. Ce processus est limité lorsqu'il affecte un petit secteur de la largeur de la roue, qui subit une surcharge temporaire. Si la dureté superficielle des dents est $HB < 350$, la formation des piqûres peut cesser après rodage.

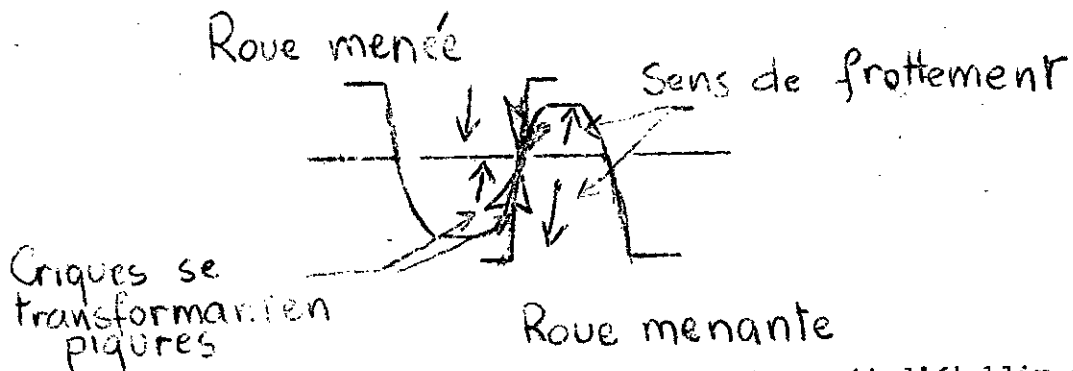
Lorsque les contraintes à la surface des dents sont importantes le phénomène s'étend sur toute la largeur de la denture et acquiert un caractère progressif. Ainsi le diamètre des piqûres peut atteindre 2 à 5 mm. Si la dureté superficielle est $HB > 350$, la formation une fois amorcée est progressive. Dans ce cas les bords des piqûres ne se referment pas par laminage mais s'effritent , les criques évoluent depuis le cratère de départ pour altérer toute la surface active de la dent.

Généralement , les surfaces des dents sont altérées dans la zone de la ligne active et plus bas (vers la racine). Ceci est dû au fait que dans la zone voisine de la ligne active, où la vitesse de glissement est faible, le coefficient de frottement, et donc la force de frottement et la contrainte

de compression au contact de la surface sont maximaux. Les criques de fatigue y apparaissent donc en premier lieu.

Les forces de frottement étant orientées dans des directions différentes, les criques de la racine et du sommet d'une dent se développent dans des sens opposés.

Selon l'hypothèse de Way (1929), (entrée en contact de la dent pour une roue motrice par le pied, pour une roue menée par le sommet et le rôle de l'huile) le développement des piqûres (pitting) se manifeste pour une roue menante au dessous du primitif alors qu'il se situera au dessus pour une roue menée.



L'exploitation et la recherche expérimentale ont permis d'établir que plus l'huile est visqueuse, plus l'endurance au contact des dents est élevée et que l'augmentation de la viscosité de l'huile peut arrêter le pitting amorcé.

Du point de vue calcul les détériorations superficielles sont caractérisées par la pression de Hertz donnée par la formule suivante:

$$\sigma_H = Z_E Z_B Z_C \sqrt{\frac{F_c}{bd} \cdot \frac{i+1}{i}}$$

b : largeur de denture

d : diamètre primitif

i : rapport de réduction

Z_E : facteur matériau

Z_B : facteur de longueur de contact

Z_C : facteur géométrique

F_c : effort tangentiel primitif ^{tenant compte} du facteur de service K_A , du facteur de vitesse K_v , du facteur de durée K_{HL} , et du facteur de portée K_M

15.3: Usure:

L'usure est une diminution progressive de la cote, accompagnée d'une déformation plus ou moins marquée du profil; mais sans dégradation de l'état de surface.

Pour les engrenages ayant subi un traitement de surface, la progression de l'usure est tellement lente qu'elle est extrêmement difficile à mesurer. Bien entendu il existe des formes d'usure anormales qui peuvent être considérées comme des avaries; par exemple l'usure abrasive dont la cause est l'existence de particules abrasives dans l'huile ou la graisse; le deuxième exemple qu'on pourra citer est le " galling " qu'on peut traduire par " gommage ". C'est un grippage très grossier accompagné d'arrachement et de fusion. Il caractérise les engrenages à faible vitesse et gros module ; en matériaux tendres.

L'usure de la surface des dents est proportionnelle à leur glissement spécifique et à la contrainte de compression au contact de ces surfaces. Le glissement spécifique maximal ayant lieu au début d'approche et à la fin de retraite, l'usure maximale affecte la racine et le sommet de la denture. La zone du centre instantané de rotation (zone du cercle primitif) où le glissement des profils est presque nul, est la zone de plus faible usure. Pour diminuer l'usure il faut réduire le glissement spécifique et les contraintes de compression au contact (d'où la nécessité de correction de denture); augmenter la tenue à l'usure des surfaces des dents et choisir un lubrifiant approprié.

15.4: Grippage:

Il se produit dans la ^{zone} d'écrasement du film d'huile. Dans cette zone les surfaces des dents conjuguées sont sollicitées par des pressions très élevées et adhèrent avec une telle force que les particules arrachées d'une dent plus douce se soudent à la surface de l'autre. Et au cours du mouvement relatif ultérieur des dents, ces particules creusent des sillons à la surface d'où elles viennent d'être arrachées.

Le grippage diminue avec l'accroissement de la dureté bien qu'il n'est pas

question d'exclure la présence de ce phénomène dans le cas des surfaces dures.

Le choix correct de la nuance et de la viscosité de l'huile, de la durée de fonctionnement, de l'état de surface, de la dureté des surfaces actives, du matériau des roues, etc... peut éviter un grippage éventuel.

Pour parer au grippage des transmissions lentes on fait appel à des graissages onctueux. Pour les transmissions rapides on utilise des lubrifiants qui contiennent des additifs antigrippants.

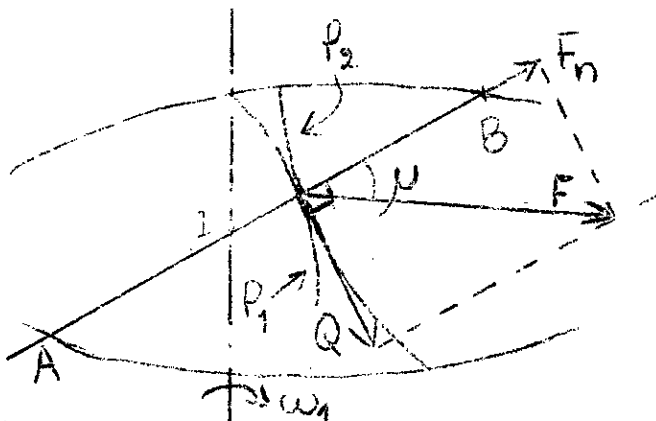
L'apparition du grippage se situe par le produit $\sigma_H \cdot V_g$ où σ_H est la pression superficielle de Hertz et V_g la vitesse de glissement.

Le produit $\sigma_H \cdot V_g$ est appelé facteur d'Almen.

I.6: RENDEMENT DES ENGRENAGES: (PARALLELES EXTERIEURS)

I6.I: Détermination théorique du rendement:

Soit l'engrenement schématisé par la figure suivante:



AI = g_f : longueur d'approche

IB = g_a : longueur de retraite

Du fait de l'existence du frottement dans l'engrenement l'action de l'effort normal F_n est remplacée par celle de l'effort F , inclinée de l'angle de frottement μ par rapport à la ligne d'action AB.

Le travail perdu par frottement pendant l'engrenement des profils P_I et P_2 est

$$T_{f/eng} = F_n \cdot f \cdot G$$

$f = \tan \mu$: coefficient de frottement
 F_n : effort normal
 G : glissement total de P_I et P_2

$$G = \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \frac{g_f^2 + g_a^2}{2 \cos \alpha}$$

Pendant l'engrenement la rotation de la roue menée est:

$$\theta = \frac{g_f + g_a}{r_2 \cos \alpha}$$

θ : est exprimé en radians.

Le travail perdu pendant un tour complet de la roue sera

$$T_f = F_n \cdot f \cdot G_a \frac{2\pi}{\left(\frac{g_f + g_a}{r_2 \cos \alpha}\right)} = F_n \cdot f \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right) \frac{g_f^2 + g_a^2}{2 \cos \alpha} \frac{2\pi}{\frac{g_f + g_a}{r_2 \cos \alpha}}$$

$$T_f = \pi r_2 F_n f \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right) \frac{g_f^2 + g_a^2}{g_f + g_a} = \pi r_2 \frac{F_t}{\cos \alpha} f \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right) \frac{g_f^2 + g_a^2}{g_f + g_a}$$

pendant ce temps le travail du pignon moteur est : $T_m = F_t \times 2\pi r_2$

le rendement de l'engrenement est : $\eta = \frac{T_m - T_f}{T_m}$

d'où

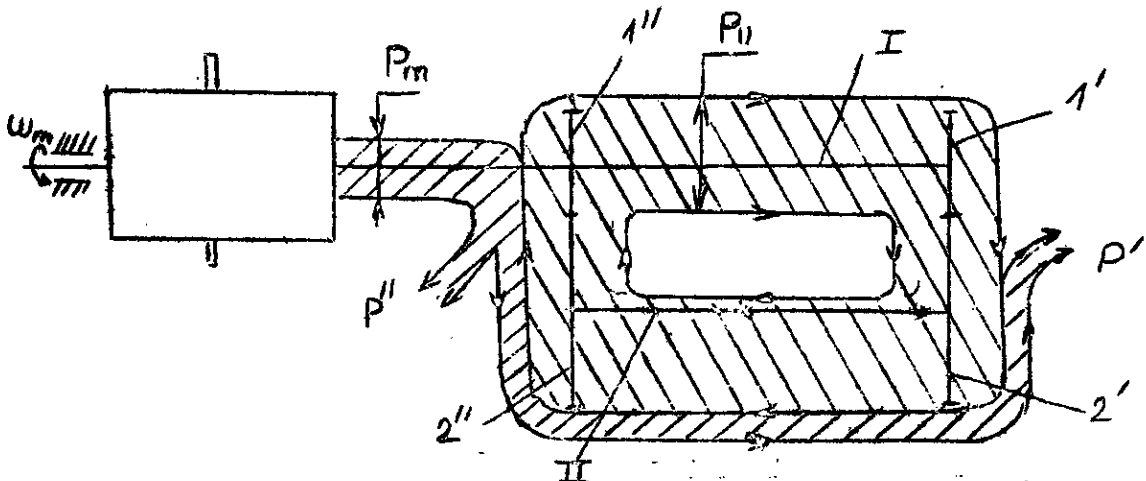
$$\eta = 1 - f \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right) \frac{g_f^2 + g_a^2}{2(g_f + g_a) \cos \alpha}$$

De cette expression du rendement on en déduit que le rendement des engrenages décroît lorsque le coefficient de frottement croît.

L'incertitude dans l'évaluation de ce coefficient détruit en grande partie la valeur de cette formule. C'est pourquoi pour la détermination du rendement on utilise des méthodes pratiques.

I.6.2 : Détermination pratique du rendement :

Considérons le schéma du principe de fonctionnement :



En supposant que les deux réducteurs (I', 2') et (I'', 2'') sont identiques on peut dire que les pertes de chacun sont identiques ($P' = P''$). Dans ce cas on peut déterminer

Le rendement par la méthode suivante:

La vitesse angulaire du moteur étant du même sens que le couple appliqué sur le bati, à partir des conditions d'équilibre on aura:

$$M_I^1 + M_2^1 = M_b \quad \text{où} \quad M_I^1 = M_2^1 i_{21} \eta \quad M_b : \text{ couple sur le bati.}$$

Alors:

$$M_2^1 = \frac{M_b}{1 + i_{21} \eta} \quad \text{et} \quad M_1^1 = \frac{M_b i_{21} \eta}{1 + i_{21} \eta}$$

Comme pour l'engrenage I'' on ajoute la puissance du moteur à la puissance qui est fournie par l'engrenage I'. Le couple sur cet engrenage I'' est

$$M_I^{1''} = M_I^1 + M_m \quad \text{avec} \quad M_m : \text{ couple donné par le moteur.}$$

Le couple sur l'arbre 2 sera: $M_2^1 = M_2^{1''} = M_1^{1''} i_{22} \eta$

$$M_2^1 = (M_1^1 + M_m) i_{12} \eta = \left(\frac{M_b i_{21} \eta}{1 + i_{21} \eta} + M_m \right) i_{12} \eta = \frac{M_b + \eta^2}{1 + i_{21} \eta} + M_m i_{12} \eta$$

$$\text{or: } M_2^1 = \frac{M_b}{1 + i_{21} \eta}$$

finalment on en déduit:

$$\frac{M_b (\eta^2 - 1)}{1 + i_{21} \eta} + M_m i_{12} \eta = 0 \quad (1)$$

posons:

$$A = \frac{M_m}{M_b}$$

$$\text{; l'équation (I) devient: } \frac{\eta^2 - 1}{1 + i_{21} \eta} + A i_{12} \eta = 0$$

$$\text{d'où: } (A + 1) \eta^2 + A i_{12} \eta - 1 = 0$$

la résolution de cette équation nous donne:

$$\eta = \frac{-A i_{12} \pm \sqrt{A^2 i_{12}^2 + 4(A+1)}}{2(A+1)}$$

comme $0 < A < 1$ et le rendement doit être positif, l'expression du rendement sera:

$$\eta = \frac{-A i_{12} + \sqrt{A^2 i_{12}^2 + 4(A+1)}}{2(A+1)}$$

Dans le cas où la vitesse angulaire du moteur est en sens inverse par rapport au couple appliqué sur le bati.

Par un raisonnement analogue au précédent on aboutit à la formule suivantes:

$$\eta = -\frac{A i_{12}}{2} + \sqrt{\frac{A^2 i_{12}^2}{4} - (A-1)}$$

Ce deuxième cas correspond au schéma du principe de fonctionnement cité dans la partie I.4 du premier chapitre.

II DETERMINATION DES PARAMETRES PRINCIPAUX DU BANC

Les paramètres principaux du banc selon la solution adoptée sont :

- l'entraxe donné $a = 95,6 \text{ mm}$; il correspond à celui de la boîte de vitesse BBS450 montée sur le camion SONAGOME K66.

- La charge nominale du banc sera déterminée à partir du couple admissible correspondant aux engrenages dont il est question.

II .I: CARACTERISTIQUES GEOMETRIQUES DES ENGRENAGES :

Données:

nombre de dents: $Z_1 = 21$; $Z_2 = 37$; $b = 20 \text{ mm}$.

entraxe: $a = 95,6 \text{ mm}$; angle d'hélice: $\beta = 24^\circ$.

Détermination du module réel m_m :

Le module m_m pour les engrenages parallèles extérieurs à denture hélicoïdale est donné par la relation suivante :

$$a = m_m \frac{(Z_1 + Z_2)}{2 \cos \beta}$$

a : entraxe

Z_1 : nombre de dents du pignon

Z_2 : nombre de dents de la roue conjuguée

β : angle d'inclinaison de la denture.

Application numérique:

$$a = 95,6 \text{ mm} \quad Z_1 = 21 \text{ et } Z_2 = 37 \quad \Rightarrow \quad Z_1 + Z_2 = 58$$

$$\beta = 24^\circ \quad \Rightarrow \quad \cos \beta = 0,9135$$

On aura $m_m = 3,01 \text{ mm}$

On adoptera un module normalisé $m_n = 3$

Diamètres primitifs :

$$d = \frac{m_n Z}{\cos \beta}$$

d : diamètre primitif

m_n : module réel

Z^m : nombre de dents.

On aura donc:

$$d_1 = \frac{m_n Z_1}{\cos \beta} = 69,2 \text{ mm}$$

diamètre primitif du pignon

$$d_2 = \frac{m_n Z_2}{\cos \beta} = 129 \text{ mm}$$

diamètre primitif de la roue.

III.2: PRÉCISION DES ENGRENAGES III

Habituellement la denture des engrenages est calculée à la rupture et à la pression superficielle.

III.2 I: Calcul du couple admissible à la rupture:

Le module réel est déterminé par la formule empirique suivante:

$$m_n \geq \sqrt{\frac{2 \cdot M_{nII} \cdot Y_{FA} \cdot Y_E \cdot Y_B}{Z_1^2 \cdot \sigma_{blim} \left(\frac{b}{d_1}\right) \cdot K_V \cdot K_A \cdot K_{BL} \cdot K_M}}$$

où M_{nII} est le couple admissible correspondant au pignon.

D'après la formule précédente nous aurons:

$$M_{nII} \leq \frac{m_n^2 \cdot Z_1^2 \cdot \sigma_{blim} \left(\frac{b}{d_1}\right) \cdot K_V \cdot K_A \cdot K_{BL} \cdot K_M}{2 \cdot Y_{FA} \cdot Y_E \cdot Y_B}$$

a) valeur limite de base σ_{blim} de la contrainte de rupture σ_b :

Cette valeur est donnée en fonction de la charge de rupture à coeur du matériau.

Pour un acier allié de cémentation dont la charge de rupture est:

$$\sigma_b = 145 \text{ hbar}, \text{ soit } \sigma_b = 145 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2, \text{ nous aurons } \sigma_{blim} = 50 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2.$$

b) facteur de vitesse K_V :

Ce facteur dynamique tient compte des charges dues à l'effet combiné de la vitesse périphérique V_T et des erreurs de denture.

$$V_T = \omega_1 R_1 = \frac{\pi d_1 N_1}{60}$$

$$\text{avec } N = 2800 \text{ tr/min et } d_{II} = 69,2 \cdot 10^{-3} \text{ m.}$$

$$V_T = 10 \text{ m/s.}$$

Pour le groupe de précision III des engrenages: dentures de bonne qualité commerciale avec $V_T = 5$ à 20 m/s ; la 8^e classe du système ISO de tolérances des engrenages et avec $V_T = 10 \text{ m/s}$ nous aurons: $K_V = 0,65$.

Remarque: ce facteur pourra être calculé à l'aide de la formule: $K_V = \frac{6}{6 + \sqrt{V_T}}$

c) facteur de service K_A :

Il tient compte de la nature de l'organe moteur et de l'organe récepteur.

- Il dépend: - du type de moteur
- du degré de choc de l'organe récepteur
- du nombre d'heures de travail par jour

Dans notre cas:

- moteur à combustion interne à plusieurs pistons
- nous considérons que le degré de choc du " système entraîné " est III

— le nombre d'heures de service par jour peut atteindre 12 h.
 Nous aurons donc comme facteur de service: $K_A = 0,67$.

d) facteur de durée K_{bL} :

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

Supposons que la longévité des engrenages de la boîte de vitesses dont il est question est $H = 20000$ heures ; avec une vitesse de rotation

$n_{II} = 2800$ tr/mn (n_{II} correspond à l'arbre moteur).

Nous aurons donc $K_{bL} = 0,65$.

Mais comme dans la majeure partie du temps de travail la boîte fonctionne en marche directe, adoptons comme valeur du facteur de durée $K_{bL} = 1$.

e) facteur de portée K_M :

Ce facteur réduit la charge admissible pour tenir compte de la concentration de contrainte provoquée par une portée de denture incorrecte. Il est donné

en fonction de b/d_I ; où b est la largeur de la denture (dans notre cas $b = 20$ mm) et d_I le diamètre primitif du pignon.

$$b/d_I = 0,3$$

$$K_M = 1$$

f) facteur de conduite Y_E :

Il tient compte de la continuité de l'engrenement.

Adoptons $Y_E = 1$.

g) facteur de forme Y_{F1} :

Il dépend du nombre de dents virtuel Z_{vI} , du déport X et de l'angle de pression α_n
 Dans notre cas:

$$Z_{vI} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = 28 ; \quad \alpha_n = 20^\circ \quad \text{et} \quad X = 0$$

ce qui donne :

$$Y_{F1} = 2,5$$

h) facteur d'inclinaison Y_β :

Pour $\beta = 24^\circ$; nous aurons $Y_\beta = 0,76$.

Application numérique:

Le couple admissible à la rupture sera

$$M_{ad} = \frac{(3 \cdot 10^{-3})^3 \times (21)^2 \times 50 \cdot 10^7 \times 0,3 \times 1 \times 0,67 \times 0,65 \times 1}{2 \times 2,5 \times 1 \times 0,76}$$

$$M_{ad} = 205 \text{ N.m}$$

II.2 2: Calcul à la pression superficielle de Hertz:

A partir de la formule empirique suivante :

$$a \geq \frac{i+1}{2} \sqrt[3]{\frac{2 M n_1}{\sigma_{Hlim} \left(\frac{b}{d_1}\right)} \times \frac{i+1}{i} \times \frac{z_E^2 \cdot z_C^2 \cdot z_B^2}{K_V \cdot K_{HL} \cdot K_M \cdot K_A}}$$

nous déduisons :

$$M n_1 = \frac{4 a^3 \cdot i \cdot \sigma_{Hlim}^2 \left(\frac{b}{d_1}\right) \cdot K_V \cdot K_{HL} \cdot K_M \cdot K_A}{(i+1)^4 \cdot z_E^2 \cdot z_C^2 \cdot z_B^2}$$

a) rapport de réduction i :

Il est égal au rapport: $\frac{\text{nombre de dents de la roue menée}}{\text{nombre de dents de la roue menante}}$

$$i = \frac{Z \text{ menée}}{Z \text{ menante}} = \frac{37}{21} = 1,762 \quad i = 1,762$$

b) facteur géométrique Z_c :

Il dépend de l'angle de pression α_n et de l'angle d'hélice β ; pour $\alpha = 20^\circ$ et $\beta = 24^\circ$, nous aurons : $Z_c^2 = 2,65$

c) facteur de matériau Z_E :

Il est donné par la formule suivante: $Z_E = \sqrt{0,35 E}$ où E est le module d'élasticité longitudinal du matériau ; pour les aciers $E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$.

$$Z_E^2 = 0,35 E = 0,35 \times 2,1 \cdot 10^{11} = 7,35 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2 \quad Z_E^2 = 7,35 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$$

d) facteur de longueur de contact Z_B :

Il dépend du facteur de conduite ϵ_α et du rapport de recouvrement ϵ_β , pour $\epsilon_\alpha = 1,5$ et $\epsilon_\beta = 1$ nous aurons: $Z_B^2 = 0,65$

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

Soit la dureté Brinell superficielle de la denture $HB = 700$; ceci nous donne pour un acier de cémentation $\sigma_{Hlim} = 160 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$

f) facteurs de correction de la pression de Hertz et de la charge limite:

- Facteur de vitesse $K_V = 0,65$
- Facteur de service $K_A = 0,67$
- Facteur de portée $K_M = 1$

Ces trois facteurs ont été déterminés lors du calcul à la rupture.

- Facteur de durée K_{HL} : Comme le facteur K_{bL} , il dépend de la longévité H , et du nombre de tours.

Pour la même raison que dans le cas de K_{bL} , nous adopterons $K_{HL} = 0,8$.

Application numérique:

Le couple admissible à la pression de Hertz sera :

$$M_{ad} = \frac{4 \times (95,6 \cdot 10^{-3})^3 \times 1,762 \times (160)^2 \cdot 10^{14} \times 0,3 \times 0,65 \times 0,8 \times 0,67 \times 1}{(1,762 + 1)^4 \times 7,35 \cdot 10^{10} \times 2,65 \times 0,65}$$

$$M_{ad} = 224 \text{ N.m}$$

II.2.3: Calcul du couple nominal à partir des données du moteur:

Puissance du moteur $P = 73 \text{ ch}$ à 2800 tr/mn .

Le couple moteur sera :
$$M_{mot} = \frac{P_{mot}}{\omega_{mot}} = \frac{30 P}{\pi N}$$

avec P : puissance du moteur en Watts

N : nombre de tours de l'arbre moteur en tr/mn .

Application numérique:

$$M_{mot} = \frac{30 \times 73 \times 736}{\pi \times 2800}$$

$$M_{mot} = 183,2 \text{ N.m}$$

II.3: CHARGE NOMINALE DU BANC :

Ce sera la charge nécessaire à simuler les conditions de détérioration des engrenages d'essai.

Les calculs précédents ont montré que les engrenages dont il a été question peuvent supporter des couples jusqu'à 200 N.m ; le couple de détérioration sera donc : $M_{det} = M_{nom} \times C$

C étant un coefficient exprimant la marge de sécurité vis à vis des détériorations, en utilisant dans le calcul de M_{nom} la valeur limite de base de σ_{blm} (respectivement σ_{Hlim}) au lieu de σ_b (respectivement σ_H). Ce coefficient est généralement supérieur à 3, mais vu les difficultés rencontrées lors du dimensionnement des éléments du réducteur BEE2300.00 avec une telle valeur; nous avons adopté $C = 1,5$, ce qui nous donne comme charge nominale du banc $M = 300 \text{ N.m}$. Cette charge correspond au premier arbre (BEE23.00.02).

N.B : La détermination des paramètres cités dans ce chapitre a été faite à partir du livre "TRAITE THEORIQUE ET PRATIQUE DES ENGRENAGES" I; de GEORGES HENRIOT, 5^e Edition.

	K_V	d'après la figure	VII 19
K_{BL}	K_{HL}	" "	VII 21
	K_M	" "	VII 23
	Y_F	" "	VII 7
	Y_F	" "	VII 11
	$\sigma_{H.P.m}$	" "	VII 37
	Z^2	" "	VII 33
	Z^2	" "	VII 31

III CALCUL DES ELEMENTS
DU REDUCTEUR (BEE 23 00 00)

Données: (couples de torsion)

1 - Sur l'arbre BEE 23.00.02 $M_{t1} = 300 \text{ N.m}$

Cette limite a été imposée par :

- la valeur de l'entraxe
- la solution adoptée pour simuler le non parallélisme .

2 - Sur l'arbre BEE 23.00.01 $M_{t2} = 529 \text{ N.m}$; avec un rapport de réduction $i = 1,762$.

III.I : DETERMINATIONS DES EFFORTS SUR LES PALIERS :

Pour les engrenages à denture hélicoïdale l'action d'une dent sur sa conjuguée se décompose suivant trois directions en trois efforts comme indiqué sur le schéma :

- Effort tangentiel : F_t

$$F_t = \frac{M_t}{R} = \frac{10^3 \cdot M_t}{R}$$

- Effort axial : F_a

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta = 10^3 \frac{M_t}{R} \tan \beta$$

- Effort radial : F_r

$$F_r = \frac{F_t}{\cos \beta} \cdot \tan \alpha_n$$

avec M_t : couple de torsion en N.m

R : rayon primitif de l'engrenage en mm

α_n : angle de pression = 20° .

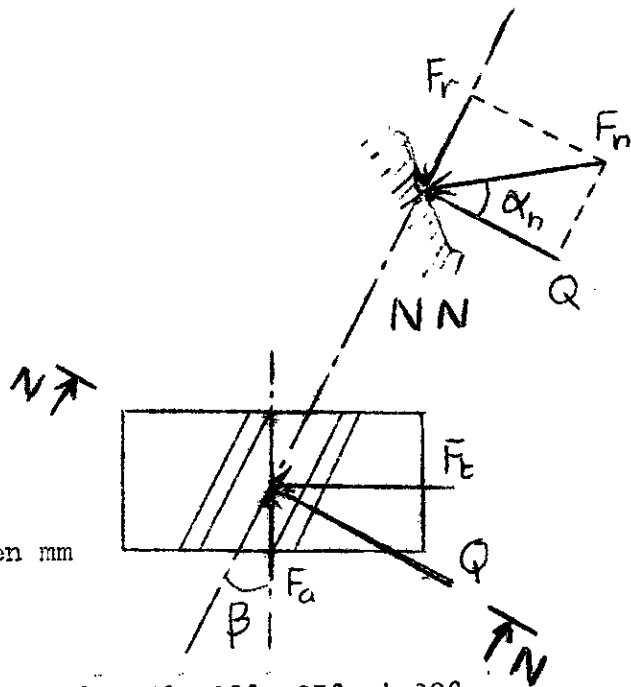
L'angle d'inclinaison varie de 0 à 30° .

On fera le calcul pour les angles : $0^\circ, 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ, 20^\circ, 25^\circ$ et 30° .

Les résultats seront regroupés dans le tableau I .

III.I.I : Efforts sur les paliers de l'arbre BEE 23.00.02 :

Pour simplifier les calculs on regroupera l'effort axial et l'effort radial dans un même plan ; l'effort tangentiel sera contenu dans un plan perpendiculaire à F_a et F_r .

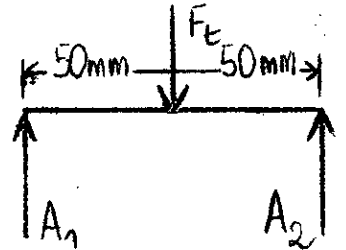


Plan 1

Considérons le plan contenant F_t , la composition des réactions des paliers sera :

$$A_1 = A_2 = \frac{F_t}{2} = \frac{M_{t1} \cdot 10^3}{2R_1} = 4335 \text{ N}$$

$$R_{II} = 34,6 \text{ mm}$$



Plan 2

Ce plan contient l'effort axial et l'effort radial.

L'arbre, dans ce plan est soumis à l'effort radial F_r et à un moment concentré M_{oI} du au fait que F_a est appliqué à une distance R_I de l'axe de l'arbre.

$$M_{c1} = F_a \cdot R_1 \cdot 10^{-3} = M_{t1} \cdot \text{tg} \beta$$

Calcul de B_1 et B_2

$$-\sum M_{o/B_1} = 10^{-1} \cdot B_2 - 0,05 F_r - M_{c1} = 0$$

ce qui donne :

$$B_2 = 10 M_{t1} \text{tg} \beta + 5,259 \frac{M_{t1}}{\cos \beta}$$

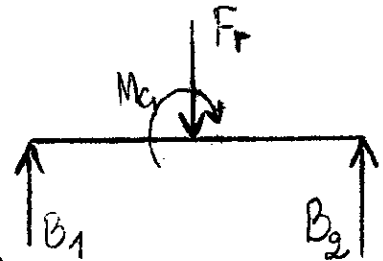
d'où finalement

$$B_2 = \frac{M_{t1}}{\cos \beta} (10 \sin \beta + 5,259)$$

$$-\sum M_{o/B_2} = 10^{-1} B_1 + M_{c1} - 5 \cdot 10^{-2} F_r = 0$$

d'où

$$B_1 = \frac{M_{t1}}{\cos \beta} (5,259 - 10 \sin \beta)$$



Les efforts résultants sur les paliers de l'arbre BEE 23.00.02 seront

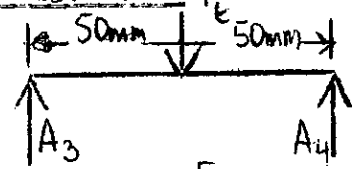
$$R_1 = \sqrt{A_1^2 + B_1^2} \text{ palier 1 (roulement de gauche sur le dessin)}$$

$$R_2 = \sqrt{A_2^2 + B_2^2} \text{ palier 2 (roulement de droite sur le dessin)}$$

III.1.2: Efforts sur les paliers de l'arbre BEE 23.00.01 : F_t

Plan 1

$$A_3 = A_4 = \frac{F_t}{2} = \frac{M_{t2} \cdot 10^3}{2R_2} = \frac{M_{t1} \cdot 10^3}{2R_1} = 4335 \text{ N}$$



Plan 2

$$M_{c2} = M_{t2} \text{tg} \beta = M_{t1} \cdot i \text{tg} \beta$$

$$\sum M_{o/B_3} = 0,05 F_r - 10^{-1} B_4 - M_{c2} = 0$$

$$\text{d'où } B_4 = \frac{M_{t1}}{\cos \beta} (5,259 - 10 \cdot i \cdot \sin \beta)$$

$$\sum M_{o/B_4} = 10^{-1} B_3 - M_{c2} - 0,05 F_r = 0 \text{ d'où } B_3 = \frac{M_{t1}}{\cos \beta} (5,259 + 10 \cdot i \cdot \sin \beta)$$

L'effort total sur le palier 3 sera $R_3 = \sqrt{A_3^2 + B_3^2}$

L'effort total sur le palier 4 sera $R_4 = \sqrt{A_4^2 + B_4^2}$

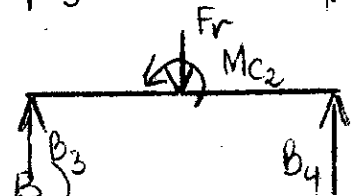


Tableau I

$\beta^{(0)}$	0	5	10	15	20	25	30
F_t	8671	8671	8671	8671	8671	8671	8671
F_r	3156	3168	3205	3267	3358	3482	3644
F_a	0	759	1529	2323	3156	4043	5006
A_1	4335	4335	4335	4335	4335	4335	4335
B_1	1578	1321	1073	829,5	587	342	90
R_1	4613	4532	4466	4414	4375	4348	4336
A_2	4335	4335	4335	4335	4335	4335	4335
B_2	1578	1846	2131	2437	2771	3140	3554
R_2	4613	4712	4830	4973	5145	5353	5606
A_3	4335	4335	4335	4335	4335	4335	4335
B_3	1578	2046	2534	3157	3603	4206	4874
R_3	4613	4794	5021	5363	5639	6040	6523
A_4	4335	4335	4335	4335	4335	4335	4335
B_4	1578	1121	670	225	-245	-724	-1230
R_4	4613	4478	4386	4341	4342	4395	4506

Nb : tous les Efforts sont donnés en N

III.2 : CHOIX ET CALCUL DES ROULEMENTS :

Pour éviter les surcharges sur les roulements créés par les défauts d'alignement des paliers , et à raison des grandes charges , notre choix sera porté sur des roulements à 2 rangées de rouleaux , à rotule dans la bague extérieure. La solution constructive de variation de l'entraxe et la valeur imposée de ce dernier nous ont amené à faire tout d'abord le choix des roulements et à déterminer par la suite leur longévité.

La durée fictive d'un roulement en heures (ou longévité) est donnée par la formule suivante :

$$L_n = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n} \text{ heures.}$$

n : nombre de tours par minute de l'arbre ; dans notre cas 3000 tr/mn pour les roulements de l'arbre BEE 23.00.02 , et 1703 tr/mn pour les roulements de l'arbre BEE 23.00.01.

L : durée en millions de tours .

La valeur de la durée L en millions de tours est donnée , pour des roulements à rouleaux à rotule dans la bague extérieure , par la formule suivante :

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}} \quad \text{avec } C : \text{capacité de charge dynamique du roulement (donnée par les catalogues)}$$

P : charge dynamique équivalente sur le roulement

cette charge dynamique équivalente est calculée au moyen de la formule

suivante : $P = XR.V + YF_a$

avec R : charge radiale constante

F_a : " axiale "

X^a : facteur radial

Y : facteur axial

V : facteur de rotation égal à 1 , dans notre cas, bague intérieure tournante par rapport à la direction de la charge.

Formule de base:

L'effort qui doit servir de base pour le calcul des roulements est l'effort

effectif : $F_{\text{eff}} = K_T \cdot K_\zeta \cdot F$

avec F : effort théorique

K_ζ : coefficient tenant compte des efforts supplémentaires

qui se produisent dans l'engrenage même, il tient aussi compte du type de moteur.

Dans notre cas nous adoptons $K_\zeta = 1,3$.

K_T : coefficient thermique , il est donné en fonction de la température. Dans notre cas la température reste inférieure à 100°C , nous adoptons $K_T = 1$.

III.2.1 : Roulements de l'arbre BEE 23.00.02 :

a) Roulement de gauche: (30 SC 22)

$$d = 30 \text{ mm}$$

$$C = 4250 \text{ daN}$$

$$R = 461,3 \text{ daN} \quad \text{nous considérons la plus grande charge correspondante donnée par le tableau I.}$$

$$X = I$$

$$Y = I$$

$$F_a = 0 \quad \text{la solution constructive fait que la charge axiale est entièrement supportée par le roulement de droite.}$$

La charge dynamique équivalente effective sera:

$$P = K_T \cdot K_\zeta \cdot R = I \times I,3 \times 461,3 = 599,7 \text{ daN.}$$

D'où la longévité du roulement en heures :

$$L_h = \frac{10^6}{60 \times 3000} \left(\frac{C}{K_T K_\zeta R} \right)^{10/3} = 3798 \text{ heures.}$$

$$\underline{L_h = 3798 \text{ heures.}}$$

b) Roulement de droite: (40 SC 23)

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

La longévité de ce roulement sera :

$$C = 9800 \text{ daN}$$

$$R = 560,6 \text{ daN}$$

$$F_a = 500,6 \text{ daN}$$

$$X = 0,67$$

$$Y = 2,7$$

$$V = I$$

$$K_T = I$$

$$K_\zeta = I,3$$

$$L_h = \frac{10^6}{60 \times 3000} \left[\frac{C}{K_T K_\zeta (X \cdot V \cdot R + Y F_a)} \right]^{10/3}$$

$$\underline{L_h = 600 \text{ heures}}$$

III.2.2: Roulements de l'arbre BEE 23.00.01:

a) Roulement de gauche: (40 SC 23)

Nous considérons que l'effort axial est entièrement supporté par ce roulement.

$$\text{Nombre de tours de l'arbre : } n = \frac{3000}{1,762} = \frac{3000}{1,762} = 1703 \text{ tr/mn.}$$

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

$$X = 0,67$$

$$C = 9800 \text{ daN}$$

$$Y = 2,7$$

$$R = 652,3 \text{ daN}$$

$$V = I$$

$$F_a = 500,6 \text{ daN}$$

$$K_T = I \text{ et } K_\zeta = I,3.$$

La longévité de ce roulement sera : $L_n = 1184$ heures .

b) Roulement de droite: (30 SC 22)

$$d = 30 \text{ mm}$$

$$C = 4250 \text{ daN}$$

$$R = 461,3 \text{ daN}$$

$$F_a = 0$$

La longévité de ce roulement sera:

$$L_n = 6693 \text{ heures}$$

Conclusion: le nombre d'essais que permet le roulement correspondant à la plus faible longévité en se limitant à des essais de 10^7 cycles de mise en charge est :

$$m = \frac{L_{\text{hmin}}}{\text{Durée d'un essai}} \quad \text{avec:} \quad \text{Durée d'un essai} = \frac{\text{nombre de cycles/essai}}{\text{nombre de cycles/heure}}$$

L_{hmin} dans notre cas est égale à 600 heures.

nombre de cycles/essai = 10^7 et nombre de cycles/heure = 3000×60 .

$$\text{d'où} \quad m = \frac{600 \times 60 \times 3000}{10^7} = 10,8$$

Ce roulement nous permettra donc 10 essais, à raison de 10^7 cycles de mise en charge , après quoi il sera nécessaire de le changer.

III.3 : CALCUL DES ARBRES :

III.3.I: Calcul à la flexion et à la torsion :

a) vérification à la torsion de l'arbre BEE23.00.02. (I)

La contrainte de torsion dans une section de diamètre d pour un arbre plein soumis à un moment de torsion M_t est :

$$\tau = \frac{16 M_t}{\pi d^3}$$

Cette contrainte doit être inférieure à la contrainte admissible R_{pg} (ou résistance pratique au glissement du matériau).

Donc $R_{pg} \geq \frac{16 M_t}{\pi d^3}$

d'où

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 M_t}{\pi R_{pg}}}$$

EN prenant un acier de cementation 16NC6.

$$C : 0,16 \text{ à } 0,18$$

$$Si \leq 0,40$$

$$0,60 \leq M_n \leq 0,90$$

$$1,20 \leq Ni \leq 1,60$$

$$0,90 \leq Cr \leq 1,25$$

$$T_E = 850$$

$$R_V = 200$$

$$\Rightarrow R_e \geq 98 \text{ daN/mm}^2 \text{ et } R = 125 \text{ à } 155 \text{ daN/mm}^2 .$$

$$R_{PG} = \frac{R_e}{S}$$

avec R_e : limite apparente d'élasticité

S : coefficient de sécurité qu'on adopte égal à 5.

On aura $R_{PG} = 98/5 = 19,6 \text{ daN/mm}^2$.

d'où la valeur du diamètre

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 30 \cdot 10^3}{\pi \cdot 19,6}} = 19,8 \text{ mm} .$$

le diamètre minimum de l'arbre I sera $d_{\min} = 20 \text{ mm}$.

b) vérification à la torsion de l'arbre BEE 23.00.01 :

$$M_t = 529 \text{ N.m}$$

En adoptant le même matériau que pour l'arbre ~~D~~^{précédent} et le même coefficient de sécurité.; donc $R_{PG} = 19,6 \text{ daN/mm}^2$ nous aurons:

$$d_{\min} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 529 \cdot 10^3}{\pi \cdot 19,6}} = 24 \text{ mm} . \quad \boxed{d_{\min} = 24 \text{ mm}}$$

III.3.2: Calcul des diamètres des arbres correspondant à la partie sollicitée à la flexion + torsion :

Le diamètre minimum d'un arbre sollicité à la flexion et à la torsion en même temps est donné par la formule :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 M_i}{\pi \cdot R_{pe}}}$$

avec R_{pe} = résistance pratique à l'extension = 98 daN/mm^2 .

En adoptant un coefficient de sécurité $S = 5$.

$$R_{pe} = R_e / 5 = 19,6 \text{ daN/mm}^2 .$$

$$M_i : \text{moment idéal , } M_i = \sqrt{M_f^2 + M_t^2}$$

M_f : moment de flexion

M_t : moment de torsion $\left\{ \begin{array}{l} - 300 \text{ Nm arbre BEE 23.00.02} \\ - 529 \text{ Nm arbre BEE 23.00.01} \end{array} \right.$

a) Arbre BEE 23.00.02 :

Dans le calcul du moment de flexion , on tiendra compte des plus grandes charges.

Plan I

$$M_{fI} = 4335 \times X$$

Le maximum sera $M_{fI\max} = 4335 \times 50 \cdot 10^{-3} = 217 \text{ N.m}$

Plan 2

A - C $x \in (0, 50)$

$M_{f2} = 1578 \times X$ $M_{f2/x=50} = 78,9 \text{ N.m} \approx 79 \text{ N.m}$

B - C $X_I \in (0, 50)$

$M_{f2} = 3554 \times X_I$ $M_{f2/X_I=50} = 177,7 \text{ N.m} \approx 178 \text{ N.m}$

Le moment de flexion total sera:

$$M_{ft1} = \sqrt{M_{f1}^2 + M_{f2}^2}$$

à droite de C

$$M_{ft1} = \sqrt{217^2 + 178^2} = 281 \text{ N.m}$$

$$M_{ft1} = \sqrt{217^2 + 79^2} = 231 \text{ N.m}$$

Le diamètre minimum dans la section dangereuse C est :

$$d_{\min} = \sqrt{\frac{32 \sqrt{281^2 + 300^2} \cdot 10^3}{\pi \cdot 196}} = 28 \text{ mm}$$

le dessin nous donne $d = 35 \text{ mm}$.

b) Arbre. DEH. 23.00.01 :

Plan I

$$M_{fI} = 4335 \times X \text{ (N.m)}$$

Dans la section C $M_{fI} = M_{fI\max} = 217 \text{ N.m}$

Plan 2

A - C $M_{f2} = 4874 \times X \text{ (N.m)}$

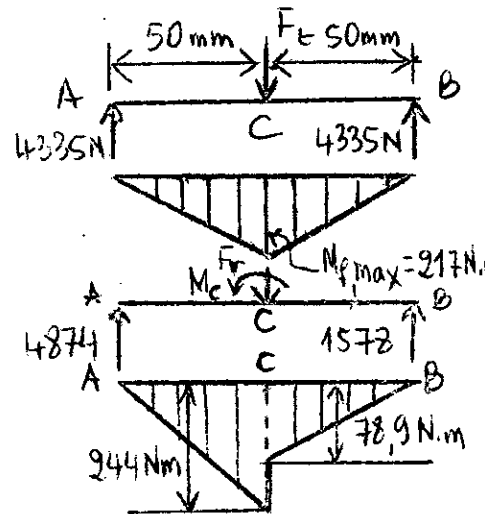
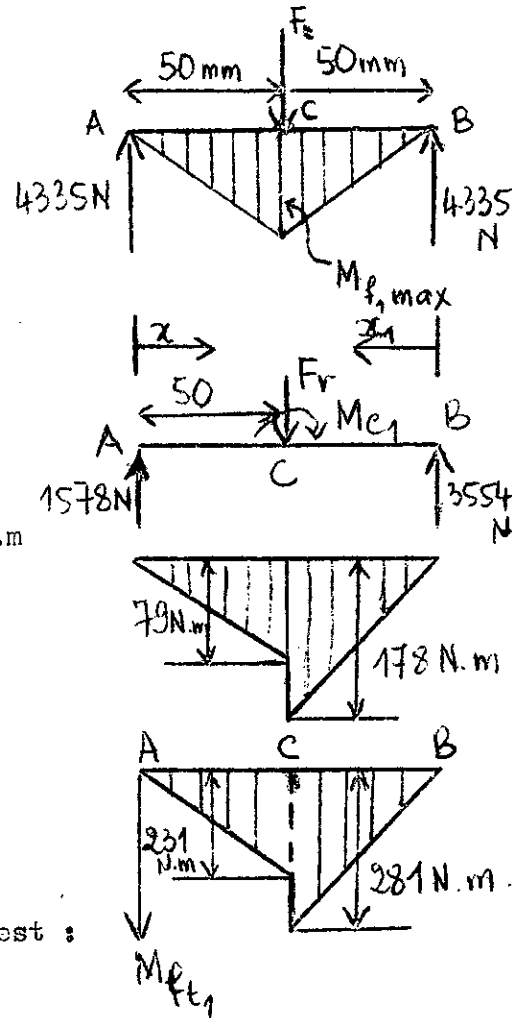
en C $M_{f2\max} = 4874 \cdot 50 \cdot 10^{-3} = 244 \text{ N.m}$

B - C $M_{f2} = 1578 \times X_I$

en C $M_{f2\max} = 1578 \cdot 50 \cdot 10^{-3} = 78,9 \text{ N.m}$

Le moment de flexion total sur l'arbre 2 est : $M_{ft2} = \sqrt{M_{f1}^2 + M_{f2}^2}$

Dans la section dangereuse C : $M_{ft2} = \sqrt{244^2 + 217^2} = 327 \text{ N.m}$



Dans cette section le diamètre minimum est:

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{32 M_i}{\pi R_{pe}}} = \sqrt[3]{\frac{32 (\sqrt{327^2 + 529^2}) \cdot 10^3}{\pi \cdot 1961}} = 32 \text{ mm}$$

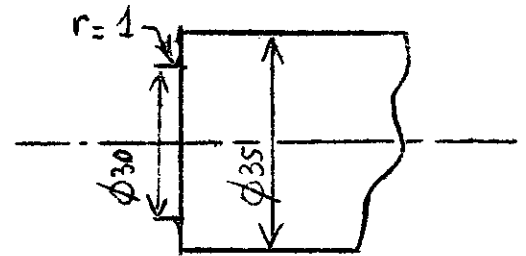
Sur le dessin d = 35 mm

III.4 : VERIFICATION DES ARBRES A LA FATIGUE :

III.4.1 : Arbre BEE 23 00 02 :

Considérons l'épaulement juste au niveau du roulement de gauche (sur le dessin) 30SC22.

$$\begin{cases} r = 1 \text{ mm} \\ d = 30 \text{ mm} \\ D = 35 \text{ mm} \end{cases}$$



Dans cette section nous avons :

$$M_{f1} = 4335 \times 10 \cdot 10^{-3} = 43,35 \text{ N.m}$$

$$M_{f2} = 1578 \times 10 \cdot 10^{-3} = 15,78 \text{ N.m}$$

$$M_{ftot} = 46,13 \text{ N.m}$$

$$M_t = 300 \text{ N.m}$$

Le coefficient de sécurité total est :

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \quad \text{avec : } n_\sigma : \text{coefficient de sécurité à la flexion}$$

$$n_\tau : \text{ " " " " " torsion}$$

On considère que la variation de la contrainte de flexion se fait suivant un cycle symétrique ; c'est à dire que $\sigma_{moy} = 0$; et que la variation de la contrainte de torsion est suivant un cycle pulsatoire.

a) Coefficient de sécurité à la flexion :

$$n_\sigma = \frac{\sigma_1}{(k_\sigma) \sigma_a} \quad \text{avec : } \sigma_a : \text{amplitude}$$

$$\sigma_1 = 0,35 \sigma_r + 1200 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2, \text{ cas de l'acier allié}$$

$$k_\sigma : \text{coefficient tenant compte du type de concentrateur}$$

concentrateur :

BEE

Dans le cas de l'arbre : 23 00 02 : $r = 1 \text{ mm}$; $d = 30 \text{ mm}$; $D = 35 \text{ mm}$.

$$\left. \begin{aligned} \frac{D}{d} &= 1,166 < 2 \\ \frac{r}{d} &= 0,03 \\ \sigma_B &= 1200 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2 \end{aligned} \right\} \Rightarrow (k_\sigma)_0 = 2,4$$

$$K_\sigma = 1 + \zeta [(k_\sigma)_0 - 1]$$

$$\frac{D}{d} = 1,166 \Rightarrow \zeta = 0,70 \Rightarrow K_\sigma = 1 + 0,70(2,4 - 1) = 1,98$$

$$\sigma_a = \hat{\sigma}_{nom} = \frac{M_{ft}}{W} = \frac{32 M_{ft}}{\pi d^3} = \frac{32 \times 46,19}{\pi (30 \cdot 10^{-3})^3} = 174 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$\hat{\sigma}_{-1} = 0,35 \times 12500 \cdot 10^5 + 1200 \cdot 10^5 = 5575 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

le coefficient de sécurité à la flexion sera :

$$n_{\sigma} = \frac{5575 \cdot 10^5}{1,98 \times 174 \cdot 10^5} = 16,18$$

$$n_{\sigma} = 16,18$$

b) Coefficient de sécurité à la torsion:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{(K_{\tau}) \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} \quad \text{avec} \quad \tau_a = \tau_{moy} = \frac{\tau_{nom}}{2}$$

$$\tau_{nom} = \frac{16 M_{ft}}{\pi d^3} = \frac{16529}{\pi (30 \cdot 10^{-3})^3} = 566 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$\tau_{-1} = \frac{\hat{\sigma}_{-1}}{2} = 2787,5 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

ψ_{τ} : coefficient de sensibilité du matériau à l'entaille.

acier allié $\Rightarrow \psi_{\tau} = 0,1$.

$$\frac{r}{d} = 0,03$$

$$\frac{D}{d} = 1,16$$

$$\hat{\sigma}_B = 120 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$$

$$\Rightarrow (K_{\tau})_0 = 1,7$$

$$\frac{D}{d} < 2 \Rightarrow \xi = 0,65 \Rightarrow K_{\tau} = 1 + 0,65 [(K_{\tau})_0 - 1] = 1,455$$

$$n_{\tau} = \frac{2 \times 2787,5 \cdot 10^5}{(1,455 + 0,1) 566 \cdot 10^5} = 6,33$$

le coefficient de sécurité à la torsion est :

$$n_{\tau} = 6,33$$

Le coefficient de sécurité à la fatigue sera :

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{16,18 \times 6,33}{\sqrt{16,18^2 + 6,33^2}} = 5,89 > 1,7$$

$$n = 5,89$$

Ce coefficient est acceptable.

III.4.2: Arbre RPE 23 00 01 :

Considérons la section juste au niveau de l'épaulement :

$$r = 2$$

$$d = 35$$

$$D = 48$$

$$I_g = 120 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$$

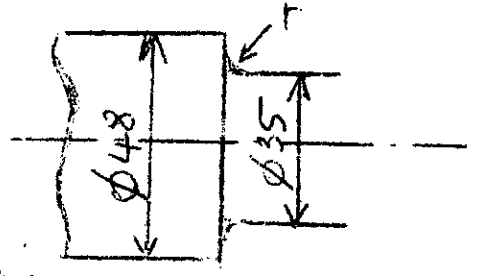
$$M_{f1} = 4335 \times 30 \cdot 10^{-3} = 130 \text{ N.m}$$

$$M_{f2} = 4874 \times 30 \cdot 10^{-3} = 146 \text{ N.m}$$

Le moment de flexion total dans cette section est :

$$M_{ft} = \sqrt{130^2 + 146^2} = 195,5 \text{ N.m}$$

Le moment de torsion est : $M_t = 529 \text{ N.m}$



Détermination des facteurs de concentration de contrainte :

$$\left. \begin{array}{l} \frac{r}{d} = 0,06 \\ \frac{D}{d} = 1,37 \end{array} \right\} \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} (K_\sigma)_0 = 2,2 \text{ et } \xi = 0,82 \Rightarrow K_\sigma = 1,984 \\ (K_\tau)_0 = 1,5 \text{ et } \xi = 0,8 \Rightarrow K_\tau = 1,4 \end{array} \right.$$

Coefficient de sécurité à la flexion

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \cdot \sigma_a}$$

$$\sigma_a = \sigma_{nom} = \frac{M_{ft}}{W} = \frac{32 M_{ft}}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 195,5}{\pi (35 \cdot 10^{-3})^3} = 464 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$n_\sigma = \frac{5575 \cdot 10^5}{1,984 \times 464 \cdot 10^5} = 6,05$$

$$n_\sigma = 6,05$$

Coefficient de sécurité à la torsion

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_\tau \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{nom}}{2} = \frac{16 M_t}{2 \cdot \pi (35 \cdot 10^{-3})^3} = 314 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$n_\tau = \frac{2787,5 \cdot 10^5}{(1,4 + 0,1) 314 \cdot 10^5} = 5,92$$

$$n_\tau = 5,92$$

Coefficient de sécurité à la fatigue

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{6,05 \times 5,92}{\sqrt{6,05^2 + 5,92^2}} = 4,23$$

$n = 4,23 > 1,7$
acceptable.

III.5 : DIMENSIONNEMENT DES CANNELURES :

Généralement les cannelures sont calculées à la pression spécifique. Cette pression est donnée par :

$$\bar{P} = \frac{2M_t}{d_m \cdot A}$$

avec M_t : couple de torsion

A : surface transmettant le couple

d_m : diamètre moyen



La surface active est égale à : $A = 3/4 Z h l_u$

Z : nombre de dents ou cannelures

h : hauteur portante réelle

l_u : longueur portante entre l'arbre et le moyeu

avec :

Le facteur $3/4$ tient compte du fait qu'à cause des erreurs d'usinage et des déformations sous charge, on admet que 75% seulement de la surface portante transmettent le couple.

Cette pression spécifique doit être inférieure à la pression admissible qui pour des aciers de $R_o = 90$ à 110 daN/mm^2 , et dans le cas d'un ajustement glissant sous charge est : $P_{adm} \leq 2$ à 9 daN/mm^2 .

Nous adoptons $P_{adm} = 9 \text{ daN/mm}^2$ (acier trempé)

III.5.1 : Cannelures sur l'arbre BEE 23 00 02 :

Le dessin nous donne avec des cannelures à flans parallèles :

$$\left. \begin{array}{l} d = 20 \text{ mm} \\ D = 25 \text{ mm} \end{array} \right\} \Rightarrow h = 5 \text{ mm}$$

$$Z = 8 \text{ dents} \quad \text{et} \quad d_m = 22,5 \text{ mm}$$

la longueur utile sera :

$$\left. \begin{array}{l} l_u = \frac{4}{3} \frac{A}{Z \cdot h} \\ A = \frac{2M_t}{d_m \cdot P_{adm}} \end{array} \right\} \Rightarrow l_u = \frac{8}{3} \frac{M_t}{Z \cdot h \cdot d_m \cdot P_{adm}}$$

Application numérique :

Le couple de torsion sur l'arbre BEE 23 00 01 est de $M_t = 300 \text{ N.m}$

$$Z = 8$$

la longueur des cannelures est :

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

$$d_m = 22,5 \text{ mm}$$

$$P_{adm} = 90 \text{ N/mm}^2$$

$$l_u = \frac{8}{3} \frac{300 \cdot 10^3}{8 \times 5 \times 22,5 \times 90} = 9,87 \text{ mm}$$

soit $l_u = 10 \text{ mm}$.

Pour assurer un bon guidage du moyeu sur l'arbre nous adoptons

$$l_u = 20 \text{ mm}$$

III.5.2 : Cannelures sur l'arbre BEE 23 00 01 :

$$d = 30 \quad \text{et} \quad D = 35$$

$$h = 5 \text{ mm} \quad \text{et} \quad d_m = 32,5$$

$$Z = I_2 \quad M_t = 529 \text{ N.m}$$

la longueur des cannelures est : $l_{cl} = \frac{8}{3} \cdot \frac{529 \cdot 10^3}{12 \times 5 \times 32,5 \times 90} = 8 \text{ mm}$

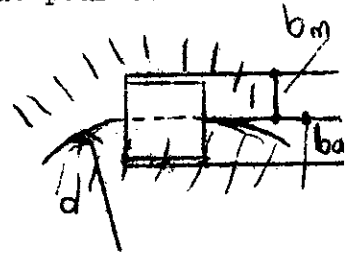
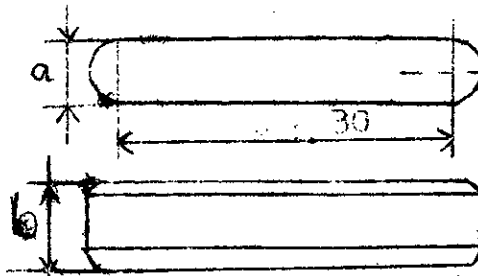
Pour assurer un bon guidage nous adoptons :

$$l_0 = 20 \text{ mm}$$

III.6: VERIFICATION DES CLAVETTES :

L'arbre le plus chargé étant celui qui correspond à un couple de torsion de 529 N.m, la vérification des clavettes ne sera faite que pour celle correspondant à cet arbre.

Données : $l_0 = 30 \text{ mm}$
 $d = 35 \text{ mm}$
 $a = 10 \text{ mm}$
 $b = 8 \text{ mm}$



La clavette est sollicitée à la compression (ou matage) et au cisaillement. La contrainte de cisaillement $\tau_{cis} = \frac{2M_t}{a l_0 d}$ doit être inférieure ou égale à la résistance pratique ou glissement du matériau R_{pg} .

La contrainte de compression est donnée par la formule suivante :

$$\sigma_{comp} = \frac{2M_t}{\frac{b}{2} l_0 d} \leq \sigma_{ad}$$

Nous adoptons que la hauteur b est symétriquement répartie sur l'arbre et le moyeu.

Dans notre cas : $\tau_{cis} = \frac{2 \times 529 \cdot 10^3}{30 \times 35 \times 10} = 101 \text{ N/mm}^2 \approx 10 \text{ daN/mm}^2$

$$\sigma_{comp} = \frac{2 \times 529 \cdot 10^3}{30 \times 35 \times 4} = 252 \text{ N/mm}^2 \approx 25 \text{ daN/mm}^2$$

De telles contraintes sont trop grandes pour les clavettes en acier ordinaire. Il faudra adopter comme matériau, un acier allié au Ni - Cr, soit l'acier 20 NC II.

$$C : 0,17 \div 0,25$$

$$Si : \leq 0,40$$

$$Mn : 0,35 \div 0,65$$

$$Ni : 2,50 \div 3,00$$

$$Cr : 0,60 \div 0,90$$

$$TE : 850^\circ\text{C}$$

$$R_y : 600^\circ; R_e \geq 75 \text{ daN/mm}^2$$

$$R : 90 \div 115 \text{ daN/mm}^2$$

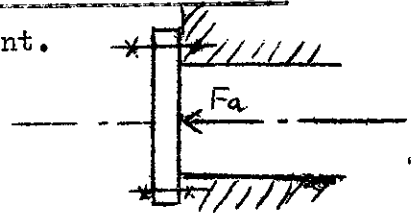
Nous aurons un coefficient de sécurité de 3 par rapport à R_e , dans le cas de la compression et 7 par rapport à R_e dans le cas du cisaillement.

III.7 : CALCUL DU DIAMETRE DES VIS DE SERRAGE DU CHAPEAU EXCENTRIQUE: BEE230003

F_a : effort axial transmis au chapeau par le roulement.

Cet effort est donc réparti sur les n vis .

$$F_a = 5006 \text{ N} \quad \text{et} \quad n = 8 .$$



Pour tenir compte de la précontrainte due au serrage, adoptons que les vis sont soumises à un effort $F = 6000 \text{ N}$.

Adoptons comme matériau l'acier A60 . La résistance à la rupture par extension est $R = 80 \text{ daN/mm}^2$.

La contrainte de rupture dans le moyeu de chaque vis est :

F : effort total égal à 6000 N .

n : nombre de vis

S_{vis} : section résistante de la vis ou moyeu ;
égale à $\frac{\pi d_i^2}{4}$

$$\sigma_r = \frac{F}{n S_{\text{vis}}}$$

Cette contrainte doit être inférieure à la charge admissible σ_{ad} .

Pour tenir compte du fait que le moyeu n'est pas seulement soumis à l'extension mais à une sollicitation plus complexe qui résulte de plusieurs facteurs. Nous adoptons comme coefficient de sécurité $\alpha = 10$ par rapport à la résistance à la rupture R .

$$\sigma_{ad} = R/10$$

Nous aurons donc :

$$\frac{4F}{n\pi d_i^2} \leq \frac{R}{10}$$

ce qui donne :

$$d_i \geq \sqrt{\frac{4 \times 10 \times F}{n \pi R}}$$

Application numérique :

$$d_i \geq \sqrt{\frac{4 \times 10 \times 6000}{8 \cdot \pi \cdot 800}} = 3,4$$

On adoptera des vis de diamètre normalisé $d = 6 \text{ mm}$.

IV - CHOIX DE L'ELECTROMOTEUR

- -"- DES ARBRES INTERMEDIAIRES

- SYSTEME DE MISE EN CHARGE

A) CHOIX DE L'ELECTROMOTEUR
(CALCUL DES PERTES)

Le moteur électrique est appelé à fournir la puissance perdue dans les deux réducteurs:

- par frottements dans les paliers (roulements + joints)
- par frottement dans l'engrenement
- par barbotage

Donc sa puissance sera : $P_{\text{mot}} = 2 \times (P_{f/\text{eng}} + \sum P_{f\text{palier}} + P_b)$

IV.A.I: PERTES PAR FROTTEMENT DANS LES PALIERS:

Les pertes dans les roulements sont déterminées comme suit :

$$P_{f\text{palier}} = M_f \cdot \omega \quad \text{avec :} \quad M_f = \frac{Q f d}{2} \quad \omega = \frac{2\pi N}{60}$$

Q: charge s'exerçant sur le roulement en (KN)

f: coefficient de frottement réduit à l'arbre, dans le cas des paliers avec joints, $f = 0,01$, dans le cas contraire et pour des roulements à rotule sur rouleaux $f = 0,0015$ à $0,0025$.

d: diamètre de l'arbre en (m).

n: vitesse de rotation de l'arbre en tr/mn.

Les pertes seront donc :

$$P_{f\text{palier}} = \frac{Q f d n}{60} \quad [\text{kw}]$$

IV.A.II: PERTES PAR BARBOTAGE:

Pour un train d'engrenages, ces pertes sont déterminées par la formule approximative suivante :

$$\phi_b = 0,00012 \text{ VB} \sqrt{\gamma \text{V} \frac{200}{\sum Z}} \quad [\text{ch}] \quad \text{avec:}$$

V : vitesse periphérique de s roues en m/s .

B : largeur des roues en cm .

γ : viscosité de l'huile en cSt .

$\sum Z$: nombre de dents total des s roues (pignon + roue) .

IV.A.3: PERTES DANS L'ENGRENEMENT:

Ces pertes sont données pour un couple d'engrenages par la formule suivante :

$$P_{feng} = P(1 - \eta)$$

avec P : puissance transmise à l'engrenage (kW). Elle est égale au produit du couple M_t par la vitesse angulaire ω .

M_t : couple en kN.m .

ω : vitesse angulaire en rd/s .

η : rendement de l'engrenement. Pour une denture de bonne qualité commerciale $\eta = 0,985$ à $0,99$.

Applications numériques:

a) Pertes par frottements sur l'arbre BEE 230002 :

$$n_1 = 3000 \text{ tr/mn}$$

Palier 1

$$Q = 4340 \text{ N soit } Q = 4,340 \text{ kN .}$$

$$d = 30 \cdot 10^{-3} \text{ m .}$$

$$f = 0,01 \text{ palier avec joint .}$$

La puissance perdue au niveau de ce palier par frottements sera :

$$P_{\text{palier 1}} = \frac{4,340 \times 0,01 \times 30 \cdot 10^{-3} \cdot \pi \cdot 3000}{60} = 0,204 \text{ kW.}$$

Palier 2

$$Q = 10,6 \text{ kN (charge axiale + charge radiale) .}$$

$$d = 40 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$f = 0,01 \text{ palier avec joint .}$$

La puissance perdue par frottement au niveau de ce palier sera :

$$P_{\text{palier 2}} = \frac{10,6 \times 0,01 \times 40 \cdot 10^{-3} \times \pi \times 3000}{60} = 0,666 \text{ kW.}$$

b) Pertes par frottement sur l'arbre BEE230001 :

$$n_2 = n_1 / i = 1704,5 \text{ tr/mn .}$$

Palier 3

$$Q = 11,53 \text{ kN .}$$

$$d = 40 \cdot 10^{-3} \text{ m .}$$

$$f = 0,01 \text{ palier avec joint .}$$

La puissance perdue par frottement au niveau de ce palier sera :

$$P_{\text{palier 3}} = \frac{11,53 \times 0,01 \times 0,10^{-3} \times 1704,5 \times \pi}{60} = 0,411 \text{ kW}$$

Palier 4

$$Q = 4,51 \text{ kN}$$

$$d = 30 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$f = 0,002 \text{ palier sans joint}$$

La puissance perdue par frottement au niveau de ce palier sera :

$$P_{\text{palier 4}} = \frac{4,51 \times 0,002 \times 30 \cdot 10^{-3} \times 1704,5 \times \pi}{60} = 0,024 \text{ kW}$$

c) pertes par barbotage :

- Vitesse périphérique :

$$V = \frac{\pi n d}{2 \times 60} = \frac{\pi \times 3000 \times 69,2 \cdot 10^{-3}}{60} = 10,87 \text{ m/s}$$

- largeur des roues $B = 2 \text{ cm}$

- viscosité de l'huile = 400 cst

- nombre de dents total $Z_1 + Z_2 = 21 + 37 = 58$

Les pertes par barbotage seront :

$$P_b = 0,00012 \times 10,87 \times 2 \sqrt{400 \times 10,87 \times \frac{200}{58}} = 0,319 \text{ ch}$$

$$\text{Soit } P_b = 0,235 \text{ kW}$$

d) Pertes dans l'engrenement :

On adopte $\eta = 0,985$. Les pertes dans l'engrenement seront :

$$P_{\text{eng}} = \frac{0,3 \times 2 \times \pi \times 3000}{60} [1 - 0,985] = 1,4 \text{ kW}$$

Finalement les pertes de puissance dans le banc seront :

$$\text{Pertes} = 2 (1,4 + 0,235 + 0,204 + 0,666 + 0,411 + 0,024) = 5,9 \text{ kW}$$

D'après le catalogue des moteurs asynchrones UNELEC, on choisira un moteur fermé à carcasse en fonte, rotor en court circuit, à 2 pôles, type G II2 LX, puissance 5,9 kW à 3000 tr/mn.

B) CHOIX DES ARBRES INTERMEDIAIRES

Le choix du type à joints de cardan a été justifié précédemment; d'après FI DUDITA , transmission par cardan ; et comme l'entraxe est limité à 95 - 96 mm, mon choix sera porté sur le type 287/0 G.Spicer 245 dont le couple de torsion admissible est de 755 N.m .

- Verification à la vitesse critique :

la vitesse critique à la flexion est donnée par la formule suivante :

$$n_{cr} = 1,2 \cdot \frac{10^7}{L^2} \sqrt{D^2 + d^2} .$$

avec : L : longueur entre croisillons.

D : diamètre extérieur de la partie creuse de l'arbre .

d : " intérieur " " " " "

la vitesse critique doit être telle que , la vitesse maximale de l'arbre n_{max} soit à la limite égale à $3/4 n_{cr}$.

Dans notre cas : $n_{max} = 3000$ tr/mn

$$L = 21 \text{ cm}$$

$$D = 5 \text{ cm}$$

$$d = 4,6 \text{ cm}$$

$$n_{cr} = 184974 \text{ tr/mn} .$$

n_{max} est bien inférieure à $3/4$ de la vitesse critique .

- Couple maximum sur l'arbre BEE 23 00 01 :

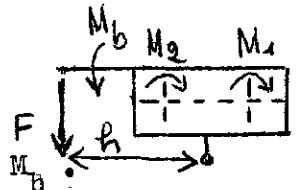
Le rapport de réduction maximum étant $i_{max} = 2$, le couple maximum sur cet arbre sera : $M_{tmax} = 600$ N.m pour une charge maximale de 300 N.m sur l'arbre BEE 23 00 02 . Ce couple est bien inférieur au couple admissible .

C) SYSTEME DE MISE EN CHARGE

Le système de mise en charge (ou introduction de la charge) se compose du dynamomètre et du manchon de réglage BEE 4 00 00 .

En agissant sur ces deux éléments simultanément on crée :

- un couple sur le bâti du réducteur pivotant $M_b = F.h$
- un couple sur chaque arbre M_1, M_2 .
- un pivotement du réducteur d'un angle φ_b du au couple M_b .
- une déformation angulaire de l'arbre 1, φ_1 ; due au couple M_1 .
- " " " " " 2, φ_2 ; " " M_2 .



Ces 6 variables sont liées par le système d'équations suivant :

- (1) $M_b = M_1 + M_2$ (condition d'équilibre du bâti)
- (2) $M_b \varphi_b = M_1 \varphi_1 + M_2 \varphi_2$ (théorie d'élasticité: "Théorème de réciprocité de Maxwell - Betti").

IV.C.I : DEFORMATIONS ANGULAIRES DES ARBRES :

L'angle de rotation relatif des deux sections extrêmes d'un arbre résultant de l'application d'un couple de torsion C_t sur cet arbre est donné par la formule suivante :

$$\varphi = \frac{1}{G} \sum_{i=1}^n \frac{C_t L_i}{J_{pi}} \quad [\text{radians}] .$$

avec $J_{pi} = \frac{\pi d_i^4}{32}$: moment quadratique polaire de la i^{eme} section .

d_i : diamètre de la section circulaire correspondant à la i^{eme} portion d'arbre en m .

C_t : couple de torsion appliqué sur l'arbre ; en N.m .

L_i : longueur de la i^{eme} portion d'arbre soumise à la torsion .

G : module de glissement du matériau en N/m^2 .

Pour l'acier $G = 8000 \cdot 10^7$ à $8800 \cdot 10^7 N/m^2$.

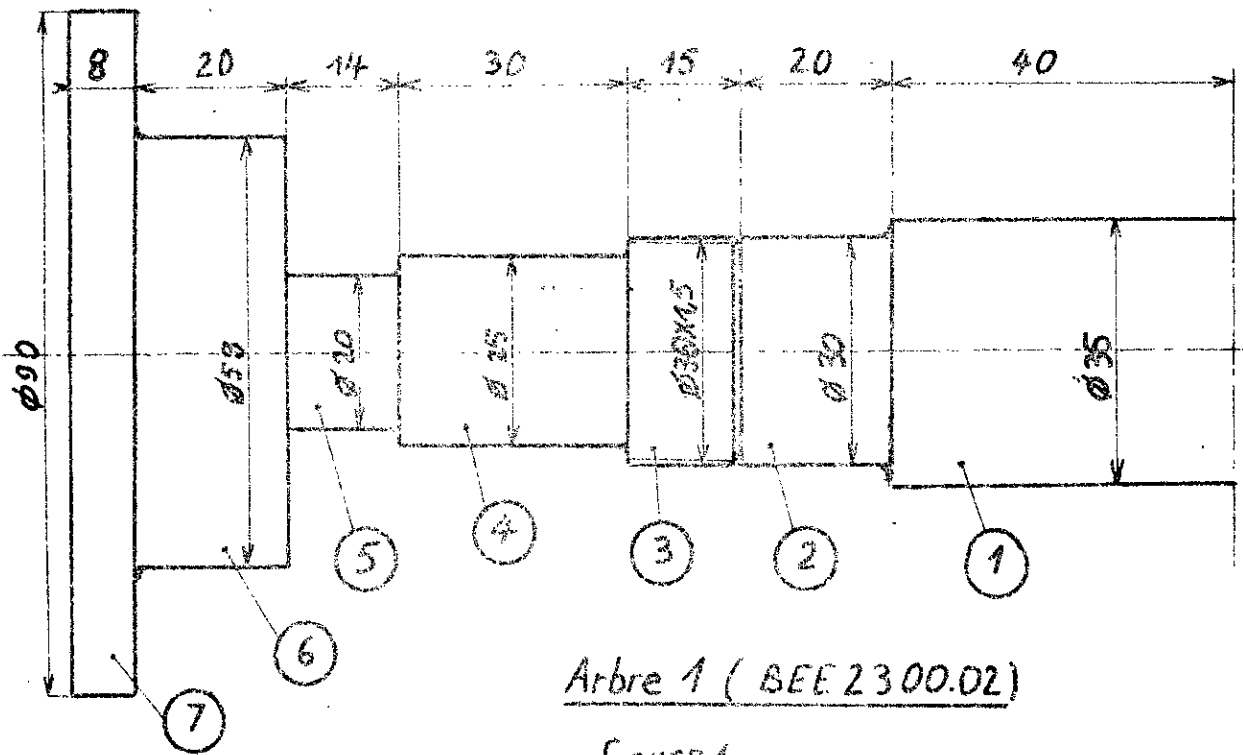


Figure 1

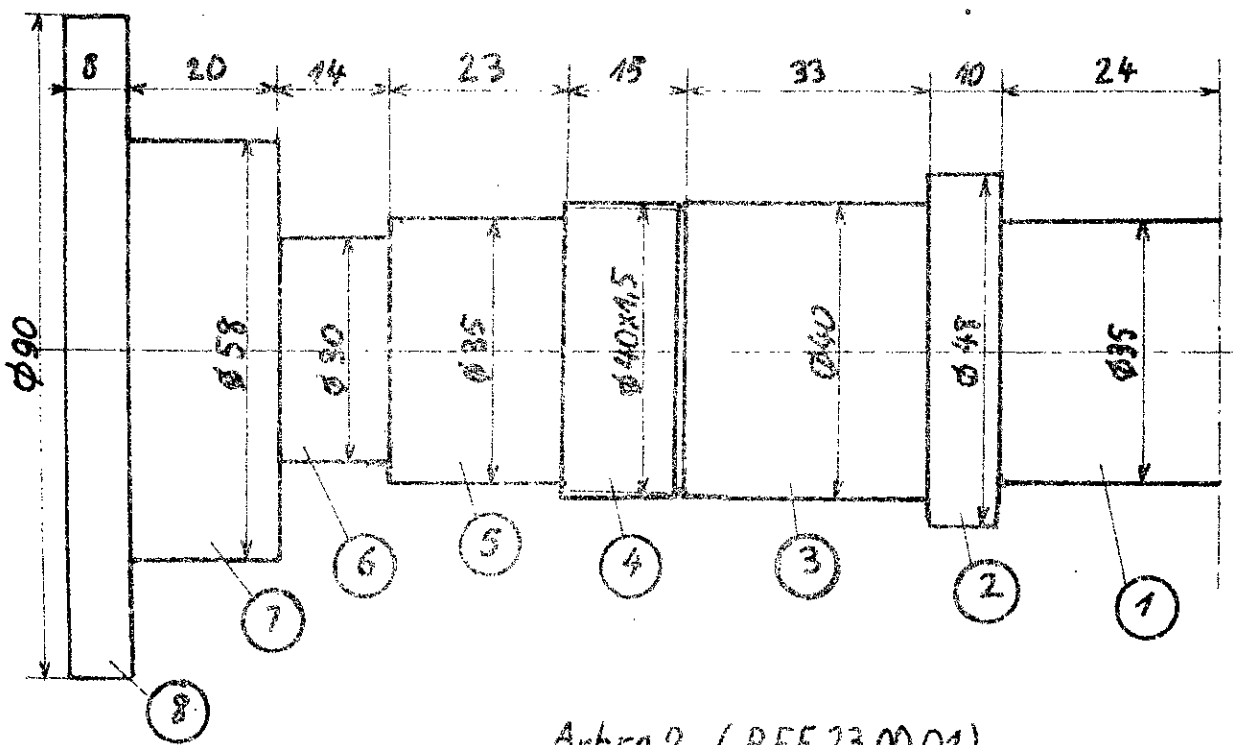


Figure 2

IV.C.I.I : Arbre I : (fig I)

a) Arbre BEE 23 00 02 :

portion 1

$$\varphi_{11} = \frac{C_t \cdot L}{J_p \cdot G} \times 180 \text{ en degrés.}$$

avec $L = 40 \text{ mm} = 40 \cdot 10^{-3} \text{ m}$.

$$G = 8000 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2.$$

$$J = \frac{\pi d^4}{32}$$

$$d = 34 \text{ mm} = 34 \cdot 10^{-3} \text{ m} \text{ (on tenant compte du logement de la clavette)}$$

$$C_t = 300 \text{ N.m}$$

donc :
$$\varphi_{11} = \frac{32 \times 300 \times 40 \cdot 10^{-3} \times 180}{\pi (34 \cdot 10^{-3})^4 \times 8000 \cdot 10^7} = 0,2058 \approx 0,20^\circ$$

portion 2

$$C_t = 300 \text{ N.m}$$

$$J = \frac{\pi d^4}{32} = \frac{\pi (30 \cdot 10^{-3})^4}{32}$$

$$L = 20 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$G = 8000 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$$

$$\Rightarrow \varphi_{12} = \frac{300 \times 32 \times 20 \cdot 10^{-3} \times 180}{\pi (30 \cdot 10^{-3})^4 \times 8000 \cdot 10^7} = 0,1697 = 0,16^\circ$$

De la même manière on obtient :

$$\varphi_{13} = 0,14^\circ$$

$$\varphi_{14} = 0,52^\circ$$

$$\varphi_{15} = 0,50^\circ$$

$$\varphi_{16} = 0,01^\circ$$

$$\varphi_{17} = 0,0004^\circ$$

b) arbre intermédiaire : (arbre à joint de cardan)

Pour simplifier les calculs on adoptera une section constante sur toute la longueur L :

$$L = 300 \text{ mm} = 0,3 \text{ m}$$

$$d = 50 \text{ mm} = 0,05 \text{ m}$$

ce qui donne $\varphi = 0,33^\circ$

La déformation totale de l'arbre I sera :

$$\varphi_1 = 2(\varphi_{11} + \varphi_{12} + \varphi_{13} + \varphi_{14} + \varphi_{15} + \varphi_{16} + \varphi_{17}) + \varphi_{int}$$

$$= 2(0,20 + 0,16 + 0,14 + 0,52 + 0,50 + 0,01 + 0,0004) + 0,33$$

$$\varphi_1 = 3,39^\circ$$

$$\text{soit } \varphi_1 = 3^\circ 23'$$

IV.C.I.2 : Arbre 2 :

a) Arbre BEE 23 00 01 :

$$C_t = 529 \text{ N.m}$$

$$\varphi_{21} = 0,19^\circ$$

$$\varphi_{25} = 0,18^\circ$$

$$\varphi_{22} = 0,02^\circ$$

$$\varphi_{26} = 0,21^\circ$$

$$\varphi_{23} = 0,16^\circ$$

$$\varphi_{27} = 0,02^\circ$$

$$\varphi_{24} = 0,08^\circ$$

$$\varphi_{28} = 0,0015^\circ$$

b) Arbre intermédiaire :

$$\varphi_{int} = \frac{32 \times 529 \times 300 \cdot 10^{-3} \times 180}{\pi (50 \cdot 10^{-3})^4 \times 8000 \cdot 10^7} = 0,58^\circ$$

La déformation totale de l'arbre 2 sera :

$$\varphi_2 = 2,30^\circ$$

soit $2^\circ 18'$.

IV.C.2: REDUCTION DE LA DEFORMATION ANGULAIRE A L'ARBRE MENANT: (arbre I)

La déformation angulaire de l'arbre mené réduite à l'arbre menant est :

$$\varphi_{2 \rightarrow 1} = \varphi_2 \times i \quad \text{avec } \varphi_2 = 2,30^\circ \quad \text{et } i = 1,762$$

soit $\varphi_{2 \rightarrow 1} = 2,30 \times 1,762 = 4,05^\circ$.

La déformation angulaire totale réduite à l'arbre I sera :

$$\varphi_{t1} = 3,39 + 4,05 = 7,44^\circ$$

soit

$$\varphi_{t1} = 7^\circ 26'$$

IV.C.3 : ANGLE DE ROTATION DU REDUCTEUR BEE 23 00 00 AUTOUR DE SON AXE :

On a vu que :

$$M_b = M_1 + M_2$$

$$M_b \varphi_b = M_1 \varphi_1 + M_2 \varphi_2$$

$$M_2 = M_1 \times i$$

$$\varphi_1 = 2(\varphi_{11} + \varphi_{12} + \varphi_{13} + \varphi_{14} + \varphi_{15} + \varphi_{16} + \varphi_{17}) + \varphi_{int}$$

$$= 2(0,20 + 0,16 + 0,14 + 0,52 + 0,50 + 0,01 + 0,0004) + 0,33$$

$$\boxed{\varphi_1 = 3,39^\circ} \quad \text{soit } \underline{\varphi_1 = 3^\circ 23'}$$

IV.C.I.2 : Arbre 2 :

a) Arbre BEE 23 00 01 :

$$C_t = 529 \text{ N.m}$$

$$\varphi_{21} = 0,19^\circ$$

$$\varphi_{22} = 0,02^\circ$$

$$\varphi_{23} = 0,16^\circ$$

$$\varphi_{24} = 0,08^\circ$$

$$\varphi_{25} = 0,18^\circ$$

$$\varphi_{26} = 0,21^\circ$$

$$\varphi_{27} = 0,02^\circ$$

$$\varphi_{28} = 0,0015^\circ$$

b) Arbre intermédiaire :

$$\varphi_{int} = \frac{32 \times 529 \times 300 \cdot 10^{-3} \times 180}{\pi (50 \cdot 10^{-3})^4 \times 8000 \cdot 10^7} = 0,58^\circ$$

La déformation totale de l'arbre 2 sera : $\boxed{\varphi_2 = 2,30^\circ}$ soit $2^\circ 18'$.

IV.C.2: REDUCTION DE LA DEFORMATION ANGULAIRE A L'ARBRE MENANT: (arbre I)

La déformation angulaire de l'arbre mené réduite à l'arbre menant est :

$$\varphi_{2 \rightarrow 1} = \varphi_2 \times i \quad \text{avec } \varphi_2 = 2,30^\circ \quad \text{et } i = 1,762$$

soit $\varphi_{2 \rightarrow 1} = 2,30 \times 1,762 = 4,05^\circ$.

La déformation angulaire totale réduite à l'arbre I sera :

$$\varphi_{t1} = 3,39 + 4,05 = 7,44^\circ$$

soit $\boxed{\varphi_{t1} = 7^\circ 26'}$

IV.C.3 : ANGLE DE ROTATION DU REDUCTEUR BEE 23 00 00 AUTOUR DE SON AXE :

On a vu que : $M_b = M_I + M_2$

$$M_b \varphi_b = M_1 \varphi_1 + M_2 \varphi_2$$

$$M_2 = M_I \times i$$

Ces trois relations nous donnent :

$$\begin{aligned} (M_1 + M_2) \varphi_b &= M_1 \varphi_1 + M_2 \varphi_2 \Rightarrow \varphi_b = \frac{\varphi_1 + i \varphi_2}{1 + i} \\ M_1 (1 + i) \varphi_b &= M_1 (\varphi_1 + i \varphi_2) \\ \text{or } \varphi_{t_1} &= \varphi_1 + i \varphi_2 \\ \Rightarrow \boxed{\varphi_b = \frac{\varphi_{t_1}}{1 + i}} \end{aligned}$$

angle de rotation du réducteur BEE230000
par rapport à son axe .

Application numérique:

$$\varphi_b = \frac{7,44}{1 + 1,762} = 2,69^\circ \text{ soit } \boxed{\varphi_b = 2^\circ 41'}$$

IV.C.4 : BLOCAGE DES DEUX FLASQUES DE REGLAGE:

Le blocage en rotation relative de l'une par rapport à l'autre des deux flasques correspondant au manchon de réglage sera obtenu par serrage des huit boulons .

Couple de frottement donné par le serrage des boulons :

$$\begin{aligned} M_f &= \mu \cdot F \cdot R_f \text{ avec } F : \text{ force totale due au serrage des } n \text{ boulons .} \\ R_f &: \text{ rayon de frottement } R_f = \frac{2}{3} \frac{R_1^3 - R_2^3}{R_1^2 - R_2^2} \\ R_1 &= 45 \text{ mm} \quad R_2 = 27 \text{ mm} \\ \mu &: \text{ coefficient de frottement ; dans notre cas, acier} \\ &\text{ sur acier à sec } \mu = 0,15 . \end{aligned}$$

Les vis sont sollicitées à l'extension , la contrainte dans le noyau de chaque vis sera :

$$\sigma_A = \frac{F_A}{S} \quad \text{où } F_A : \text{ force de serrage d'une vis .} \\ S : \text{ section du noyau de la vis } = \frac{\pi d_i^2}{4}$$

Pour un diamètre $d = 8 \text{ mm}$ et un pas , selon ISO , $p = 1,25$; $d_i = 6,45 \text{ mm}$.
Adoptons comme matériau des vis l'acier allié 35 CD 4 trempé et revenu.
Résistance à la rupture par traction $R = 1100 \text{ N/mm}^2$; avec un coefficient de sécurité $s = 5$, nous aurons :

$$R_p = \frac{R}{s} = \frac{1100}{5} = 220 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{d'où } F_A = R_p \times S = R_p \cdot \frac{\pi d_i^2}{4}$$

$$\text{l'effort de serrage total sera : } F = R_p \cdot \frac{\pi d_i^2}{4} \times 8 = \underline{57507 \text{ N.}}$$

Le couple de frottement sera :

$$M_f = \mu \cdot F \cdot R_f = 0,15 \times 57507 \times \frac{2}{3} \cdot \frac{45^3 - 27^3}{45^2 - 27^2} \cdot 10^{-3} = 317 \text{ N.m.}$$

Ce couple est bien supérieur au couple de torsion sur l'arbre I, qui est égal à 300 N.m .

IV.C.5 : MISE EN CHARGE DU BANC :

On a vu précédemment que l'application d'un couple de torsion M_I sur l'arbre I entraîne une charge M_b sur le bâti du réducteur basculant telle que :

$$M_b = M_I (I + i) .$$

A ce couple M_b correspond un effort F lu sur le dynamomètre tel que :

$$\text{donc } F = \frac{M_b}{\ell} (1+i)$$

$$F = M_b / \ell \quad [N]$$

ℓ : bras de levier (260 m) .

M : couple sur l'arbre I (moteur) en N.m .

i : rapport de réduction .

Le réglage de la charge sera fait à la base du couple M_I , donc par la suite l'effort F .

Mode opératoire de mise en charge du banc :

- 1 - Desserer les boulons correspondants au manchon de réglage BEE 35 00 00
- 2 - Basculer le réducteur BEE 23 00 00 d'un angle de 3° environ vers le côté opposé au dynamomètre en agissant en même temps sur le volant pour garder l'aiguille en position zéro .
- 3 - Bloquer le manchon BEE 35 00 00 sur le flasque en serrant les boulons correspondants .
- 4 - Charger le dynamomètre jusqu'à obtention de l'effort F (lecture sur le cadran) .
- 5 - Si l'effort F ne correspond pas à la position horizontale du réducteur basculant , refaire les quatre opérations précédentes avec un angle inférieur (ou supérieur , selon le cas) jusqu'à obtention de la position horizontale .
- 6 - Faire démarrer le moteur .

V . ETUDE DE CERTAINS TYPES D'ACIER
(CHARGES DE DETERIORATIONS)

BUT :

Cette étude nous permettra de situer la capacité du banc avec une charge nominale de 300 N.m vis à vis des détériorations. Elle nous permettra aussi de prévoir le type de détérioration pour des échantillons bien définis. (module, rapport de réduction, rapport $\frac{\sigma_H \cdot 10^7}{\sigma_L \cdot 10^3}$, ... etc).

On se propose donc de déterminer les couples de détérioration des engrenages pour les types d'acier dont la contrainte de rupture et la pression superficielle de Hertz correspondant à 10^7 cycles sont :

$$\sigma_{b \cdot 10^7} = 30 ; 50 ; 100 ; 130 \quad (\text{hbar})$$

$$\sigma_{H \cdot 10^7} = 100 ; 200 ; 300 ; 400 ; 500 \quad (\text{hbar}) .$$

On fera l'étude pour les modules et les rapports de réduction suivants :

$$i = 1^\circ ; 1,5^\circ ; 2^\circ ; 4^\circ .$$

$$m_n = 1,5 ; 2 ; 2,5 ; 3 ; 3,25 ; \quad (\text{mm}) .$$

V.I : RUPTURE :

Le couple de rupture pour un engrenage extérieur à denture hélicoïdale est donné par la formule suivante :

$$M_{\text{rup}} = \frac{m_n^3 \cdot z_1^2 \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right) \cdot \sigma_{b \cdot 10^7} \cdot K_V \cdot K_{bL} \cdot K_M \cdot K_A}{2 \cdot Y_{Fa} \cdot Y_E \cdot Y_B}$$

Cette expression a été déduite de la formule empirique de $M_{\text{admissible}}$, en ayant en vue que dans ce cas on cherche à avoir la rupture de l'engrenage et non à assurer sa résistance.

V.I.I : Facteurs indépendants de i et de m_n :

a) Facteur de service K_A :

Organe moteur : électromoteur

Degré de choc de l'organe récepteur II .

Nombre d'heures de travail par jour : jusqu'à 24 h / jour .

On aura donc : $K_A = 0,7$

b) Facteur de durée K_{bL} :

Pour 10^7 cycles de mise en charge, $K_{bL} = K_L = I$

c) Facteur d'inclinaison Y_β :

On adopte $\beta = 25^\circ$ ce qui donne $Y_\beta = 0,76$

d) Facteur de conduite Y_ϵ :

On l'adoptera égal à I $Y_\epsilon = I$

V.I.2 : Facteurs dépendants de i et de m_n :

- nombre de dents Z_I
- facteur de vitesse K_V
- facteur de portée K_M
- rapport b/d_I
- facteur de forme Y_{FI}

a) Nombre de dents Z_I :

$$a = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} = \frac{m_n \cdot z_1(1+i)}{2 \cos \beta} \text{ d'où } z_1 = \frac{2a \cos \beta}{m_n(1+i)}$$

b) Facteur de vitesse K_V :

Il dépend de la vitesse périphérique V_t :

$$V_t = \frac{2\pi n_1 R_1}{60} = \frac{\pi n_1 d_1}{60} = \frac{2a}{1+i} \cdot \frac{\pi m_n}{60} = \frac{a \pi m_n}{30(1+i)}$$

$$\text{d'où } K_V = \frac{6}{6 + \sqrt{V_t}} = \frac{6}{6 + \sqrt{\frac{a \pi m_n}{30(1+i)}}}$$

c) Rapport b/d_I et facteur de portée K_M :

$$\frac{b}{d_1} = \frac{b(1+i)}{2a} \quad K_M = f\left(\frac{b(1+i)}{2a}\right)$$

d) Facteur de forme Y_{FI} :

Il dépend du nombre de dents virtuel, de de l'angle de pression et du déport X.

$$z_v = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{2a}{m_n(1+i)\cos^3 \beta} \text{ Donc } Y_{FI} = f\left(\frac{2a}{m_n(1+i)\cos^3 \beta}, \alpha_n, X\right)$$

Les valeurs du couple de rupture en fonction de tous les paramètres cités précédemment sont données dans les tableaux II, III, IV, et V.

Tableau II

Couple de rupture pour le rapport de reduction $i = 4$

m_n (mm)	Z_1	Z_v	Y_{Fa}	d_a (mm)	$\frac{b}{d_a}$	K_v	M_{rup} [N.m]			
							$\sigma_{b,10^7} =$ 30 h.bar	50 h.bar	100 h.bar	130 h.bar
1,5	58	78	2,24	95,6	0,21	0,6	87,4	146	292	379
2	44	59	2,28	---	---	---	115	191	382	506
2,5	35	47	2,33	---	---	---	140,5	234	466	607,5
3	29	39	2,38	---	---	---	165	274	549	713,4
3,25	27	37	2,42	---	---	---	175,5	292	584,2	760

Tableau III

Couple de rupture pour $i = 1,5$

m_n (mm)	Z_1	Z_v	Y_{Fa}	d_a (mm)	$\frac{b}{d_a}$	K_v	M_{rup} [N.m]			
							$\sigma_{b10} = 30 \text{ hbar}$	50 hbar	100 hbar	130 hbar
1,5	47	64	2,27	76,48	0,26	0,64	73,6	122	243	317
2	37	50	2,32	-"-	-"-	-"-	96	159	318	412,5
2,5	28	38	2,40	-"-	-"-	-"-	115	192	384	498
3	24	33	2,45	-"-	-"-	-"-	135,3	225	451	586,4
3,25	22	30	2,50	-"-	-"-	-"-	143,4	238,6	478,3	622

Tableau IV

Couple de rupture pour $i=2$

m_n (mm)	Z_1	Z_v	Y_{Fa}	d_a (mm)	$\frac{b}{d_a}$	K_v	M_{rup} (N.m)			
							$\sigma_{b107} =$ 30hbar	50hbar	100hbar	130hbar
1,5	39	53	2,30	63,74	0,314	0,67	63,3	105,5	211	274
2	29	39	2,40	--	--	--	81	135	270	350
2,5	24	33	2,47	--	--	--	98	164	328	426
3	19	26	2,58	--	--	--	113	188	376	488
3,25	18	25	2,60	--	--	--	121	202	404	525

Tableau V

Couple de rupture pour $i=4$

m_n (mm)	Z	Z_v	Y_{Fa}	d_f (mm)	$\frac{b}{d_f}$	K_v	M_{rup} (N.m)			
							$S_{blot} = 30hbar$	50hbar	100hbar	130hbar
1,5	24	32	2,45	38,24	0,523	0,72	38	64	127	166
2	18	24	2,62	—	—	—	48	80	159	207
2,5	14	19	2,78	—	—	—	56	94	187	244
3	12	16	3,05	—	—	—	61,5	102	205	266
3,25	11	15	3,20	—	—	—	63,5	106	212	275

Tableau VI

Couple de pitting

i	b/d_s	K_V	$\sigma_{H,10}$ (hbar)	M_{pitt} (N.m)
1	0,21	0,6	100	152
			200	609
			300	1370
			400	2435
			500	3804
1,5	0,26	0,64	100	185
			200	741
			300	1667
			400	2963
			500	4630
2	0,314	0,67	100	101
			200	402
			300	903
			400	1606
			500	2509
4	0,523	0,72	100	47
			200	186
			300	419
			400	745
			500	1164

Tableau VII

σ_{H9} et Mgrip provoquant le grippage:

i	m_n (mm)	$(\sigma_{H9})_{lim} = 220 \cdot 10^3 \left(\frac{W}{m^2}\right)$		$440 \cdot 10^3$		$660 \cdot 10^3$	
		$\sigma_H \cdot 10^{-3} \left(\frac{N}{mm^2}\right)$	Mgrip (N·m)	$\sigma_H \cdot 10^{-3}$	Mgrip	$\sigma_H \cdot 10^{-3}$	Mgrip
1	1,5	89	120	178	482	267	1085
	2	69	72	137	286	205	640
	2,5	56	48	112,6	193	169	435
	3	48	35	96	140	144	315
	3,25	45	31	90	123	135	277
1,5	1,5	109	147	218	587	327	1320
	2	84,5	89	169	353	253	791
	2,5	70	60	139	239	209	540
	3	60	45	119	176	179	396
	3,25	56	39	111	152	167	345
2	1,5	124	154	247	612	371	1382
	2	96	92	192	370	288	832
	2,5	79	62	159	254	238	568
	3	68	46	136	186	204	418
	3,25	63	40	127,5	164	191	366
4	1,5	159	118	318	471	477	1060
	2	125	73	250	291	375	655
	2,5	104	58	208	201	312	453
	3	90	38	179	149	269	337
	3,25	84	33	168	131	253	298

V.2 : DETERIORATIONS SUPERFICIELLES (PITTING) :

Le couple provoquant le pitting est donné par la formule empirique suivante :

$$M_{pitt} = 4a^3 \frac{z}{(i+1)^4} \times \sigma_{H \cdot 10^7}^2 \times \left(\frac{b}{d_1}\right) \times \frac{K_v \cdot K_{HL} \cdot K_M \cdot K_A}{z_E^2 \cdot z_C^2 \cdot z_\beta^2}$$

$\sigma_{H \cdot 10^7}$ étant la pression superficielle de Hertz correspondante à 10^7 cycles de mise en charge .

a) Facteur géométrique Z_C :
pour $\alpha_n = 20^\circ$ et $\beta = 25^\circ$ on aura $Z_C^2 = 2,65$.

b) Facteur matériau :

$$z_E = \sqrt{0,35E} \implies z_E^2 = 1,35 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$$

c) Facteur de longueur de contact :

pour : - $\varepsilon_\alpha = 1,5$
- $\varepsilon_\beta = 1$
- $\alpha_n = 20^\circ$

on aura $Z_\beta^2 = 0,65$.

d) Facteur de durée K_{HL} :

Pour une mise en charge de 10^7 cycles : $K_{HL} = K_L = 1$.

Les facteurs K_A et K_M ont été déterminés précédemment :

$$K_A = 0,7 \quad K_M = 1$$

Les valeurs de M_{pitt} sont données dans le tableau VI .

V.3 : GRIPPAGE :

Le grippage apparait lorsque le facteur d'Almen $\sigma_{Hg} \cdot V_g$ dépasse une certaine limite , appelée limite de sécurité .

Pour les dentures cémentées réctifiées , sans modification du profil des dents et avec des huiles normales , cette limite varie entre 220 ; 440 et 660 avec σ_{Hg} exprimée en hbar , V_g exprimée en m/s .

la pression de Hertz correspondante sera :

$$\sigma_{Hg} \geq \frac{(\sigma_{Hg} \cdot V_g)_{lim}}{V_g}$$

V.3.I : Détermination de V_{gmax} :

Considérons la figure ci-contre :

$$\begin{aligned} V_{gmax} &= IB(\omega_1 + \omega_2) \\ &= IB \cdot \omega_1 \left(\frac{i+1}{i} \right) \\ &= IB \cdot \frac{\pi n_1}{30} \left(\frac{i+1}{i} \right) \end{aligned}$$

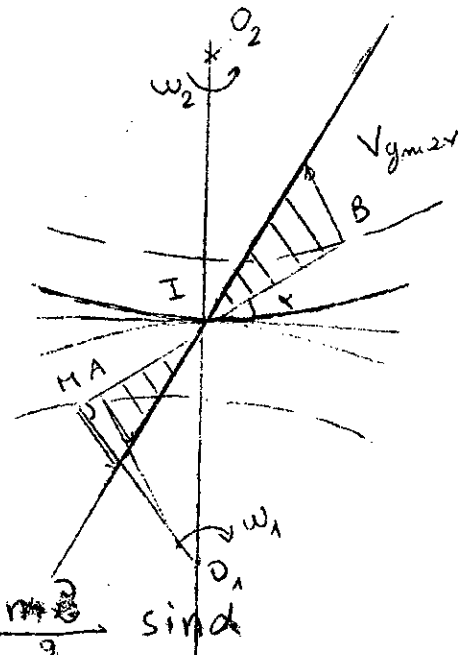
$$IB = MB - MI$$

$$= \sqrt{O_1 B^2 - O_1 I^2 \cos^2 \alpha} - O_1 I \sin \alpha$$

$$= \sqrt{\left[\frac{m(z+2)}{2} \right]^2 - \left(\frac{mz \cos \alpha}{2} \right)^2} - \frac{mz}{2} \sin \alpha$$

$$= \sqrt{\left(\frac{a \cos \beta}{z+1} + m \right)^2 - \left(\frac{a \cos \beta}{z+1} \cos \alpha \right)^2} - \frac{a \cos \beta}{z+1} \sin \alpha$$

$$= \frac{a \cos \beta}{z+1} \left(\sqrt{\left(1 + \frac{m(z+1)}{a \cos \beta} \right)^2 - \cos^2 \alpha} - \sin \alpha \right)$$



d'où
$$V_{gmax} = \frac{\pi n_1}{30} \frac{a \cos \beta}{z} \left[\sqrt{\left(1 + \frac{m(z+1)}{a \cos \beta} \right)^2 - \cos^2 \alpha} - \sin \alpha \right]$$

On se propose d'étudier $\tilde{\sigma}_{Hg}$ et M_{grip} en fonction du rapport de réduction i et du module m_n pour les valeurs de $(\tilde{\sigma}_H \cdot V_g)_{lim} = 220, 440$ et 660 .

$$i = 1; 1,5; 2; 4.$$

$$m_n = 1,5; 2; 2,5; 3; 3,25.$$

$$\text{avec } \beta = 25^\circ \text{ et } \alpha = 20^\circ.$$

Les résultats sont donnés dans le tableau VII.

V.4 : ANALYSE DES RESULTATS :

Les calculs ont montré que dans les domaines de variation des paramètres i, m_n, β et σ_H le phénomène de rupture est le plus probable. Mais, il sera nécessaire de diminuer la largeur de la denture dans le cas des matériaux caractérisés par une grande résistance à la rupture, pour avoir des couples de détérioration conformes à la charge nominale du banc.

Les couples qui provoquent la détérioration par pitting M_{pitt} , sont sensiblement supérieurs aux couples de rupture M_{rup} .

Pour obtenir un couple $M_{pitt} < M_{rup}$, dans le but d'établir le phénomène de pitting, on doit :

- augmenter le rapport de transmission i
- utiliser des matériaux avec faible valeur du rapport $\frac{\sigma_{H10^7}}{\sigma_{b10^7}}$
- augmenter le module m_n
- et parfois effectuer une correction de denture avec déport positif.

Par exemple pour : $i = 4$

$$m_n = 3 \text{ mm}$$

$$\sigma_{b10^7} = 100 \text{ hbar.}$$

Le couple de rupture M_{rup} , qui dans ce cas est égal à 205 N.m, est supérieur à $M_{pitt} = 186 \text{ N.m}$. Ce dernier correspond à $i = 4$ et $\sigma_{H10^7} = 200 \text{ hbar}$. Mais il faut faire attention à ce que ce couple ne provoque pas le grippage, car ce dernier est intempestif.

Il est aussi important de remarquer que l'augmentation du rapport de transmission provoque une diminution des dimensions du pignon qui exige l'utilisation d'échantillons exécutés comme arbre-pignon.

Enfin le grippage peut apparaître dans le cas des matériaux de faible valeur de σ_{Hg} , surtout pour les faibles rapports de transmission et les grands modules.

CONCLUSION

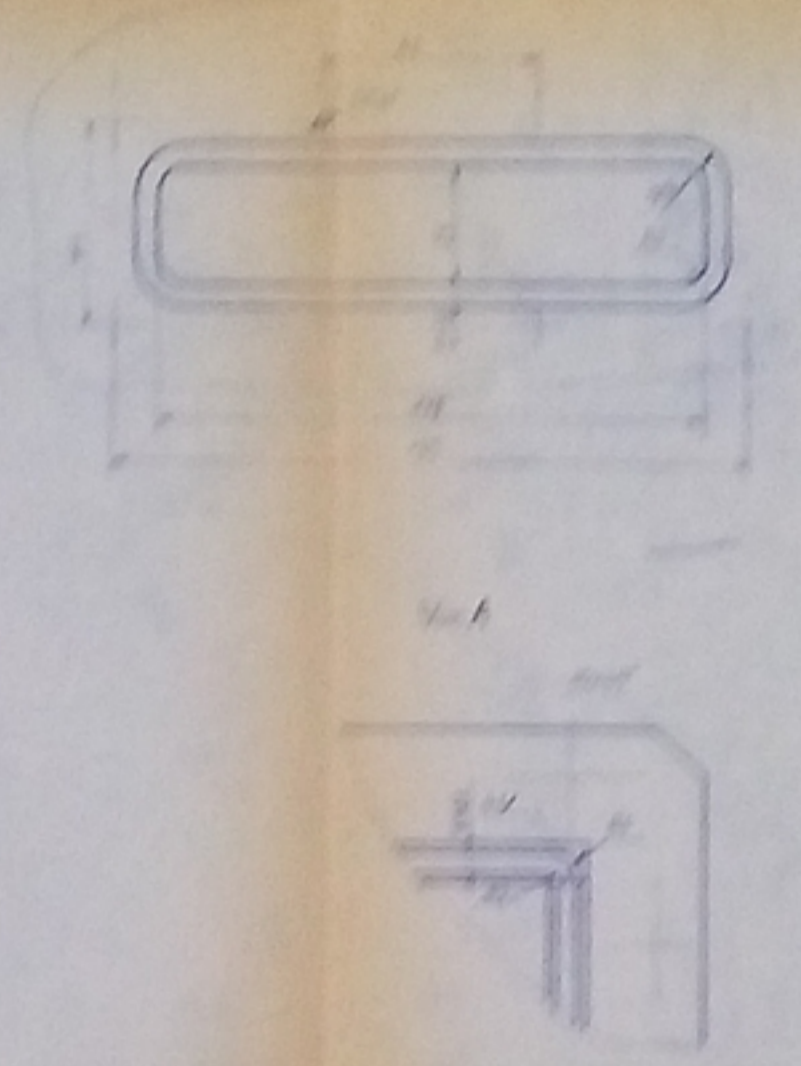
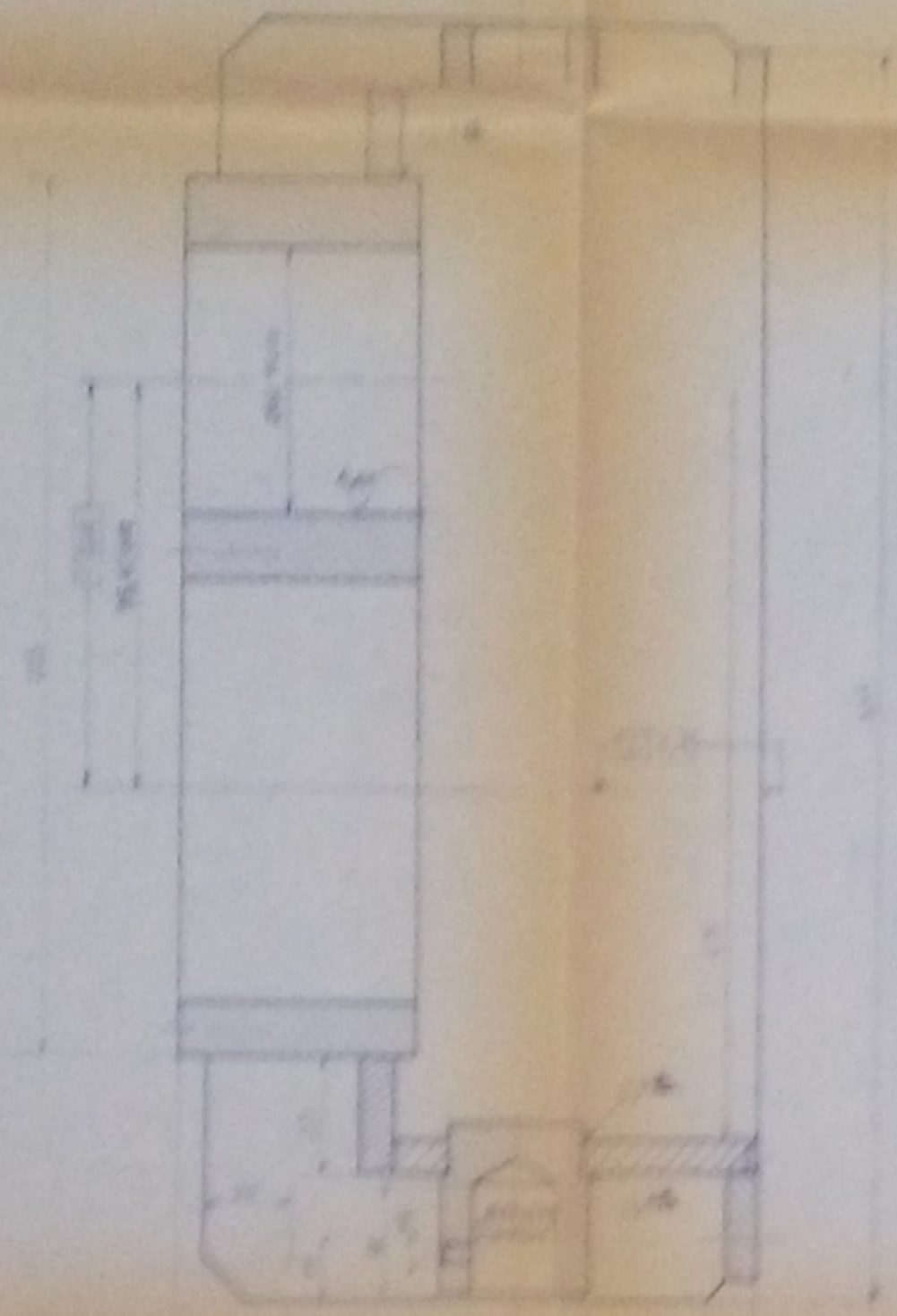
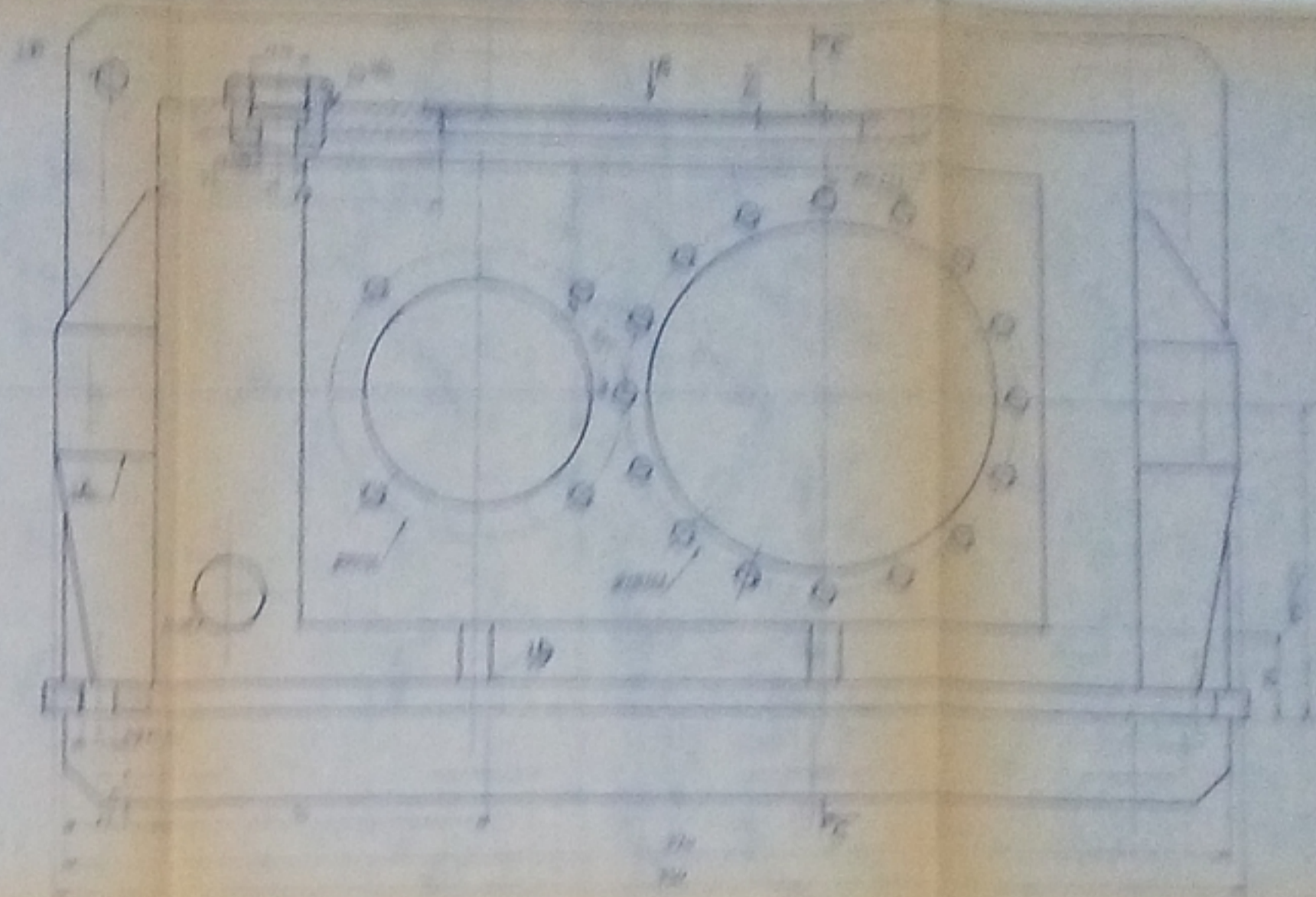
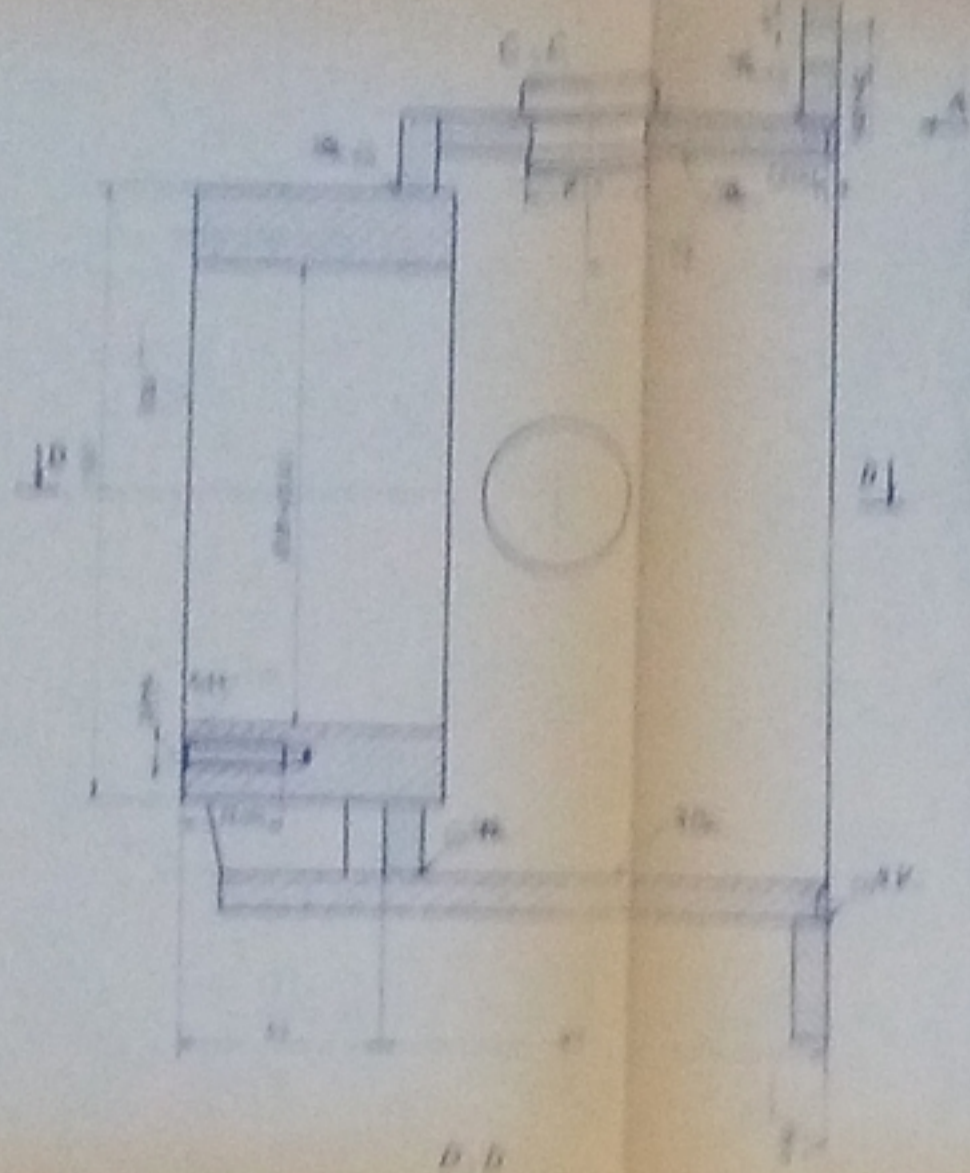
L'étude complète du banc est en réalité beaucoup plus complexe , et demande plus de temps. Nous avons essayé à travers le présent travail de toucher aux principaux points bien qu'il reste certaines parties à étudier notamment , l'assemblage mécano-soudé du châssis et la vis de mise en charge .

L'étude théorique des détériorations présentée à la fin de cet ouvrage aurait été plus intéressante avec l'établissement de la méthodologie de recherche .

Nous souhaitons la reprise de l'étude sous une forme plus approfondie . Enfin , nous sommes bien satisfaits d'avoir contribué dans une certaine mesure , à la future installation du banc au sein du département de mécanique.

BIBLIOGRAPHIE

- 1) - Traité théorique et pratique des engrenages , tome I et 2G.Henriot
- 2) - Trains d'engrenages cylindriques
Edition "TECHNIKA" Sofia 1975 C.Arnaoudov
- 3) - Elements de machines , Edition "TECHNIKA" Sofia 1972.....G.Anguslov
- 4) - Calculs et constructions des éléments de machine
Edition "TECHNIKA" Sofia 1972 D.Cristov & C^{ie}
- 5) - Elements de machines G.Nicolet et E.Trottet
- 6) - Elements de machines.....V.Dobrovolski & C^{ie}
- 7) - Ingénieurs de l'automobile (journal de la SIA) Tome XLIV, Novembre 1971
- 8) - Guide du dessinateur Edition 1979A. Chevalier
- 9) - Matériaux de construction mécanique et électriqueG.Lemasson
- 10) - Elements de machines Travaux pratiquesLEKSANDROV.

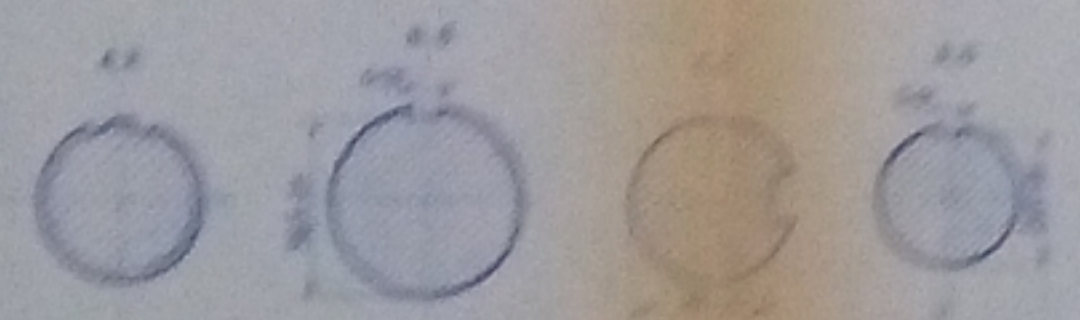
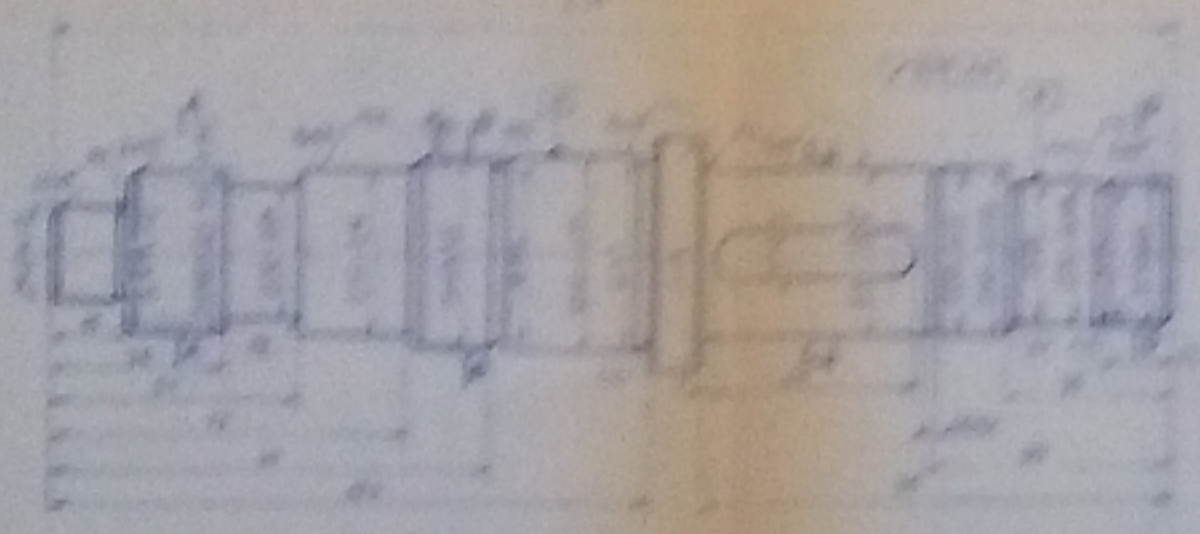


PM 012/10
(Avec 1)

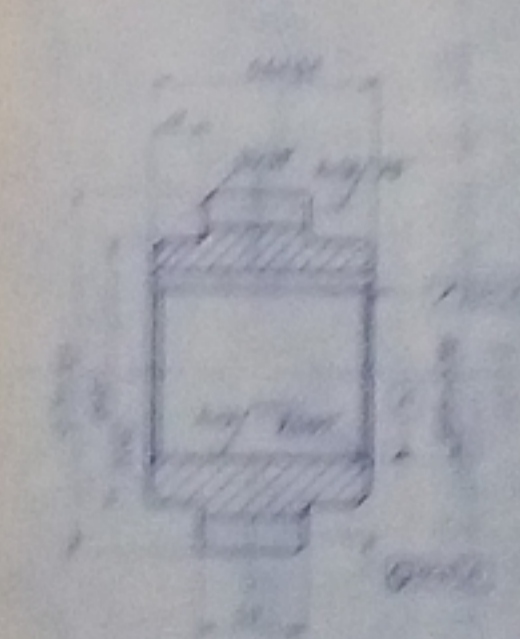
ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
DÉPARTEMENT DE MÉCANIQUE

Après montage, lire le journal de montage

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Matériau	Acier	00	CARTER
Travail	Machine		
Matériau	Acier		012
Travail	Machine		012/1004



1. Les cotes sont en mm et les angles en °.
2. Les cotes sont en mm.
3. Les cotes sont en mm.
4. Les cotes sont en mm.



Matériau	Acier	00	ROUE DENTÉE
Travail	Machine		
Matériau	Acier		012/1004
Travail	Machine		012/1004

1. Les cotes sont en mm et les angles en °.
2. Les cotes sont en mm.
3. Les cotes sont en mm.
4. Les cotes sont en mm.

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
DÉPARTEMENT DE MÉCANIQUE

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Matériau	Acier	00	ARBRE
Travail	Machine		
Matériau	Acier		012
Travail	Machine		012/1004

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Matériau	Acier	00	ROUE DENTÉE
Travail	Machine		
Matériau	Acier		012/1004
Travail	Machine		012/1004

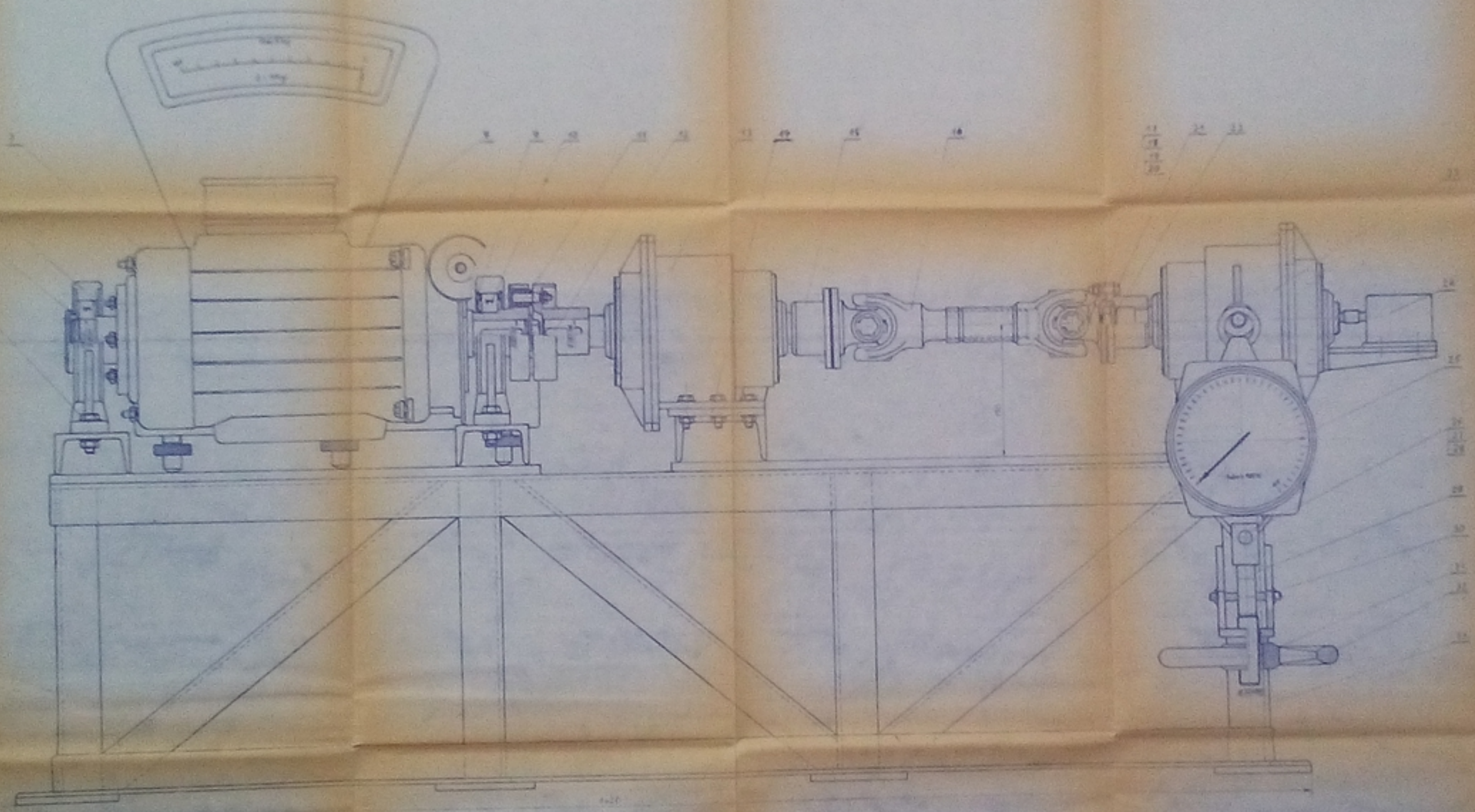


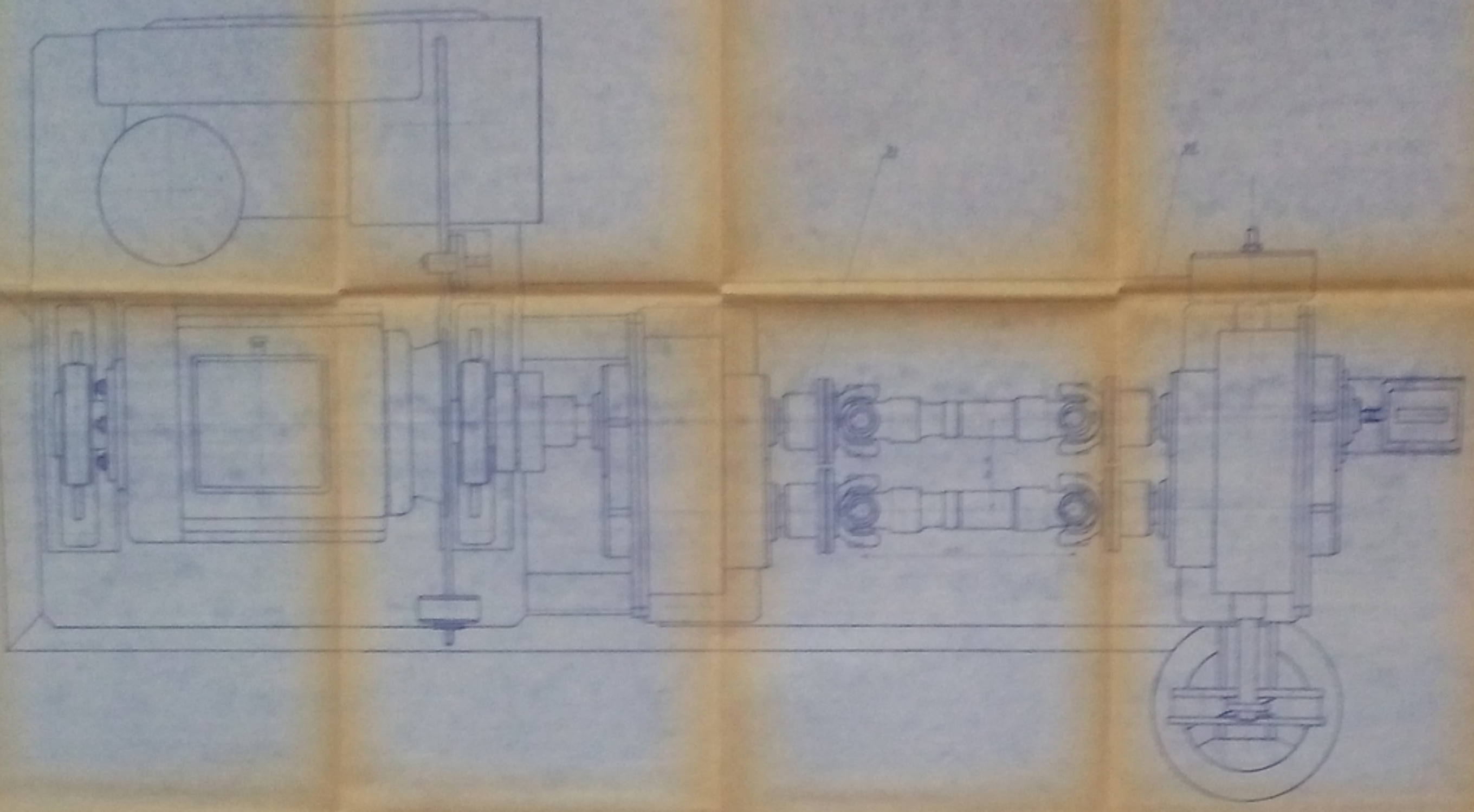
Photo /
(suite)

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
D'ENGINIÈRES

19	307 34000	Arbre réducteur	1	Alu			
20	307 34000	Manivelle démultiplicatrice	1	Alu			
21	307 34000	Carter	1	Alu			
22	307 34000	Mécanisme à 3 vitesses	1				
23	307 34000	Mécanisme à 3 vitesses	1				
24	307 34000	Mécanisme à 3 vitesses	1				
25	307 34000	Châssis	1				
26	307 34000	Support	1				
27	307 34000	Support	1				
28	307 34000	Support	1				
29	307 34000	Support	1				
30	307 34000	Support	1				
31	307 34000	Support	1				
32	307 34000	Support	1				
33	307 34000	Support	1				

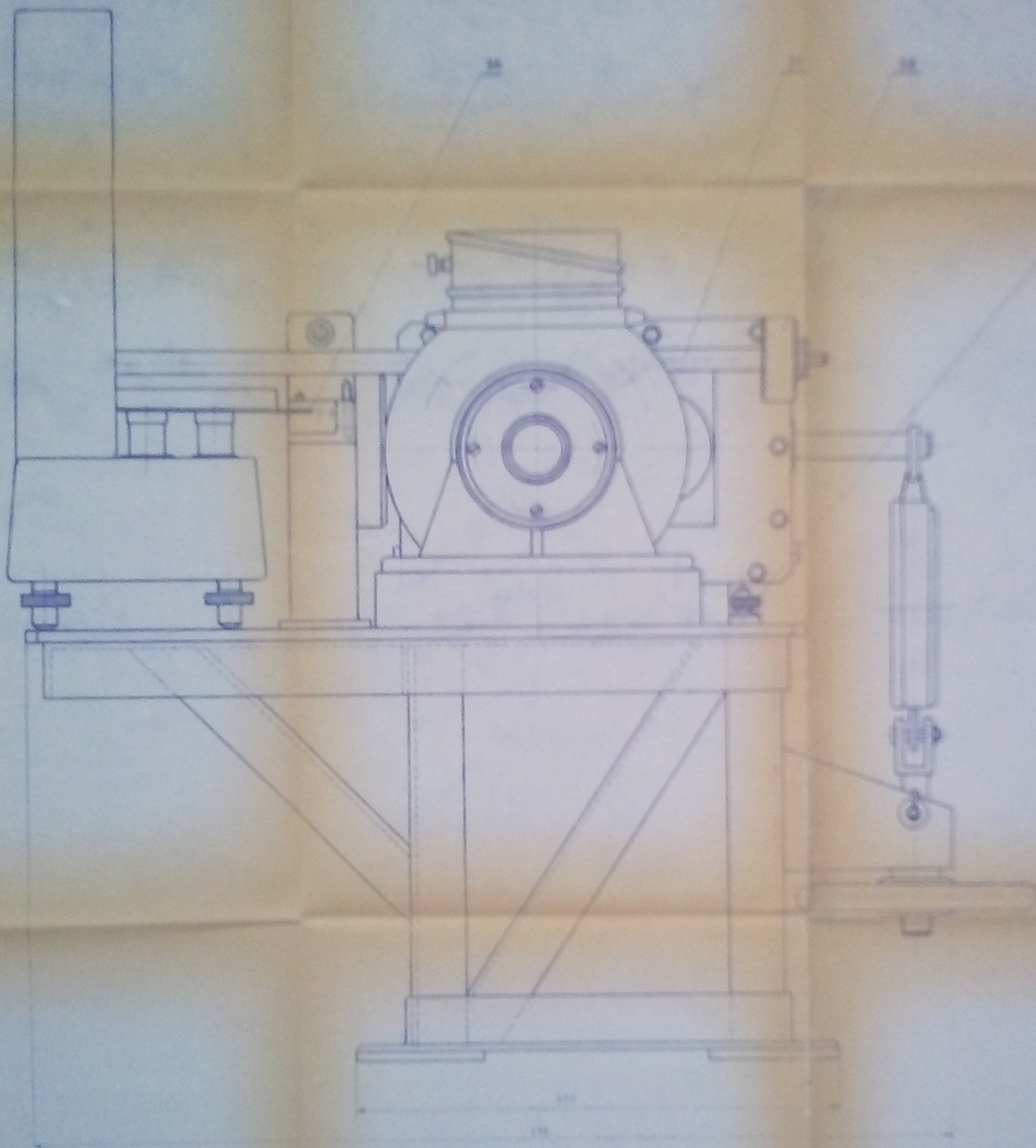
1	307 34000	Arbre réducteur	1	Alu			
2	307 34000	Manivelle démultiplicatrice	1	Alu			
3	307 34000	Carter	1	Alu			
4	307 34000	Mécanisme à 3 vitesses	1				
5	307 34000	Mécanisme à 3 vitesses	1				
6	307 34000	Mécanisme à 3 vitesses	1				
7	307 34000	Châssis	1				
8	307 34000	Support	1				
9	307 34000	Support	1				
10	307 34000	Support	1				
11	307 34000	Support	1				
12	307 34000	Support	1				
13	307 34000	Support	1				
14	307 34000	Support	1				
15	307 34000	Support	1				
16	307 34000	Support	1				
17	307 34000	Support	1				
18	307 34000	Support	1				
19	307 34000	Support	1				
20	307 34000	Support	1				
21	307 34000	Support	1				
22	307 34000	Support	1				
23	307 34000	Support	1				
24	307 34000	Support	1				
25	307 34000	Support	1				
26	307 34000	Support	1				
27	307 34000	Support	1				
28	307 34000	Support	1				
29	307 34000	Support	1				
30	307 34000	Support	1				
31	307 34000	Support	1				
32	307 34000	Support	1				
33	307 34000	Support	1				

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
D'ENGINIÈRES
BANG D'ESSAIS
D'ENGINIÈRES
ENPA



1

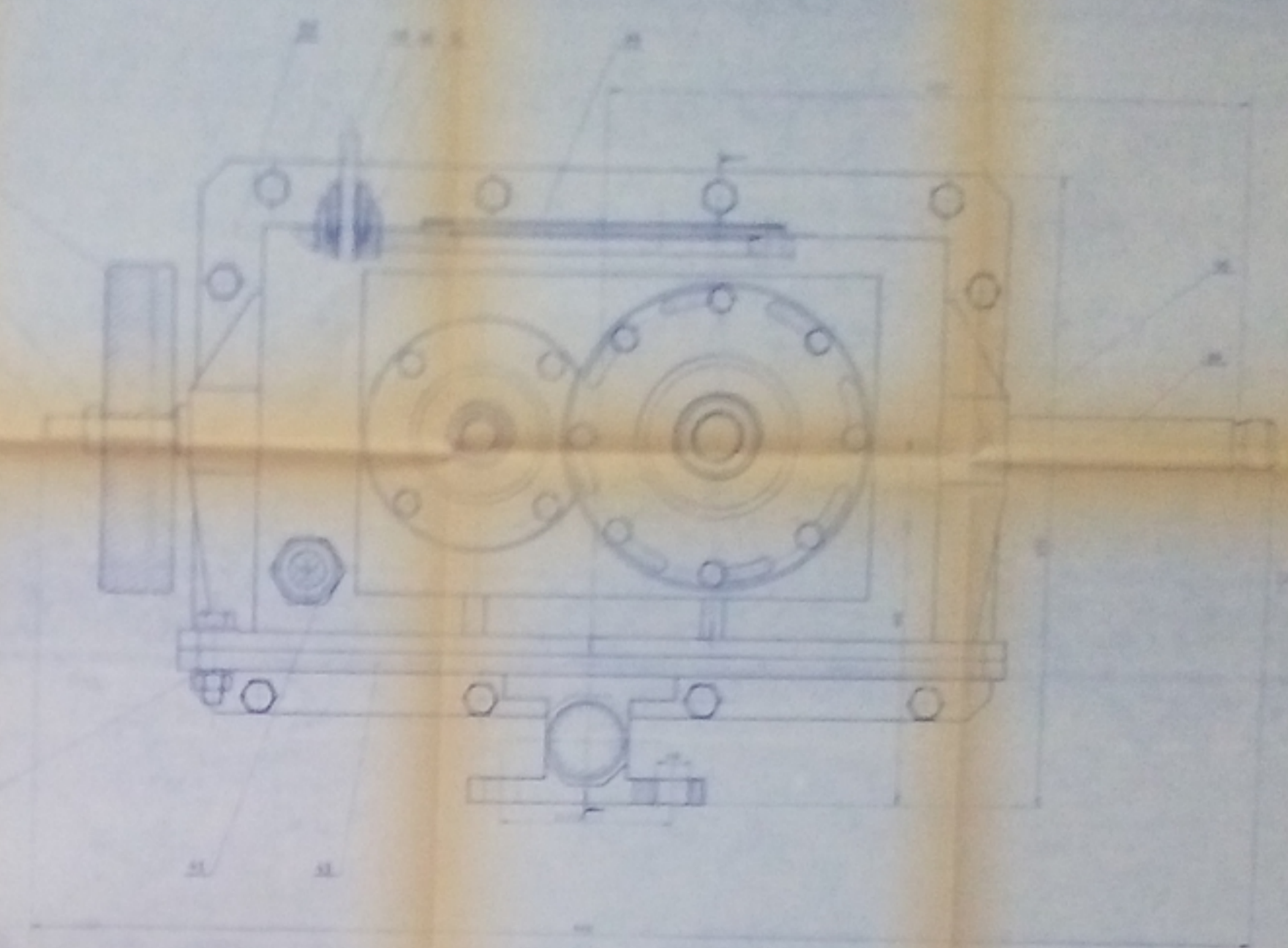
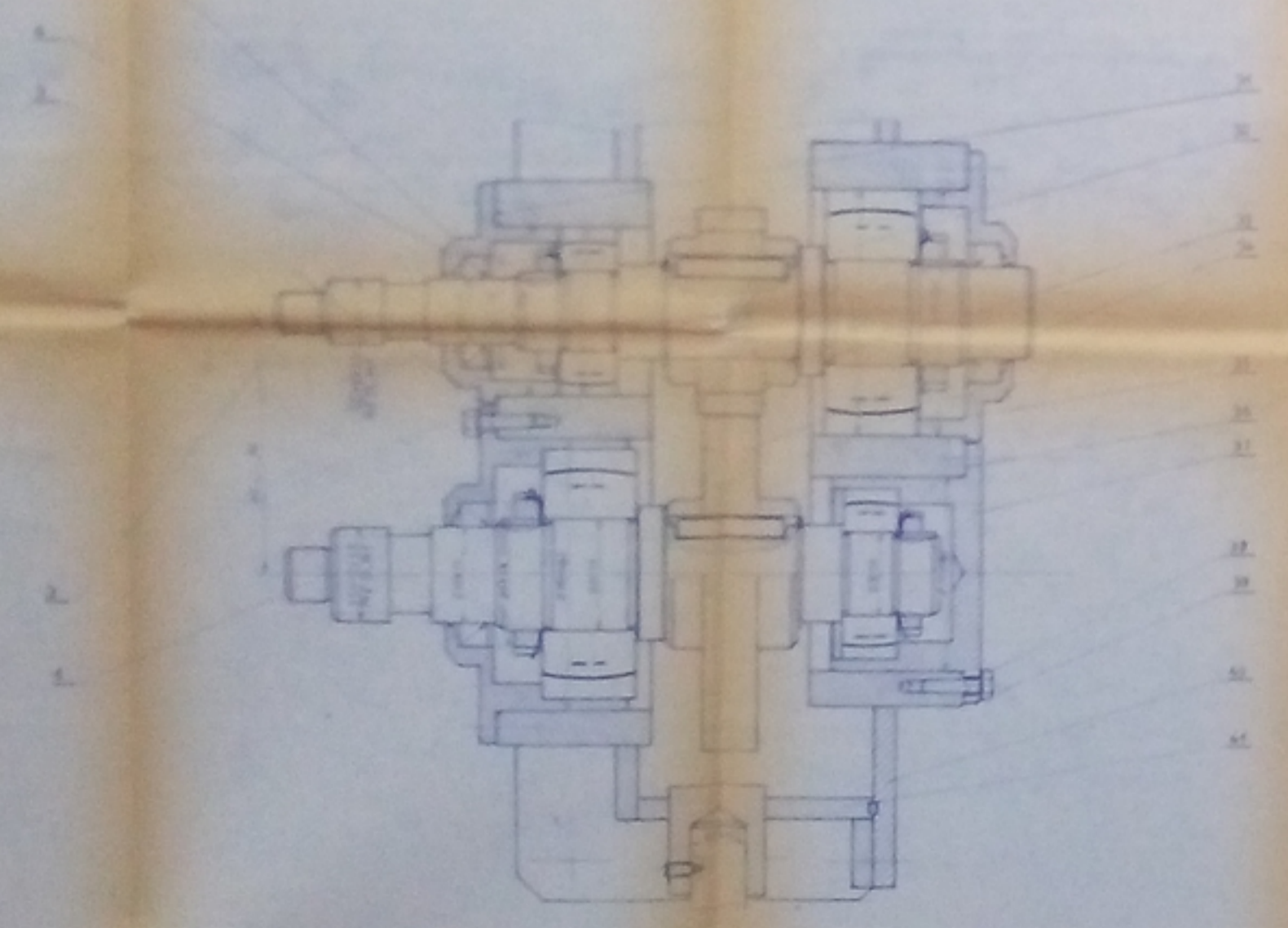
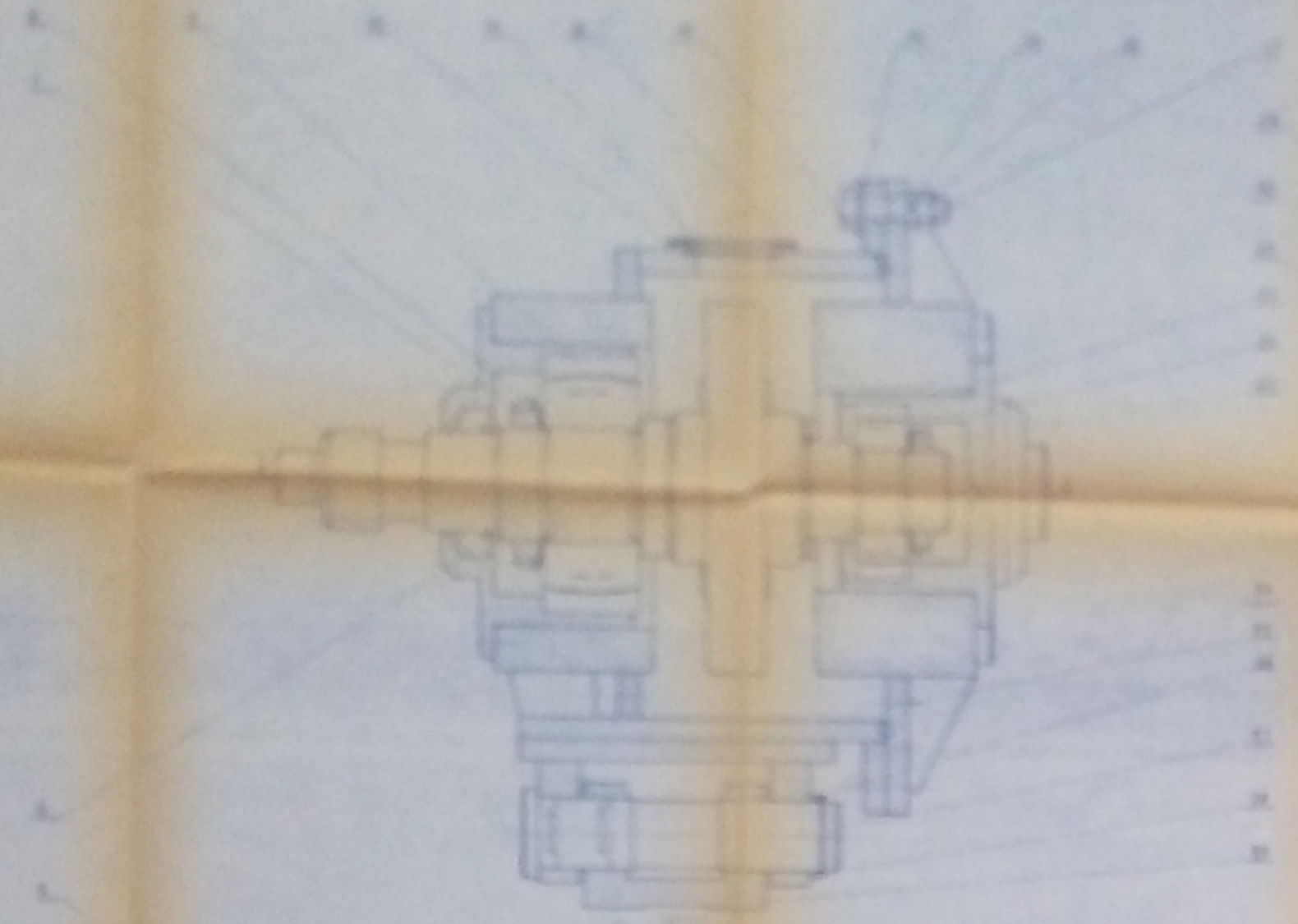
DATE	10/10/2023
TIME	10:00 AM
BY	...
...	...



01/02/93
(1/1)

UNIVERSITÉ
NATIONALE
POLYTECHNIQUE
DE
KINSHASA

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
UNIVERSITÉ	NATIONALE	POLYTECHNIQUE	ENPA
BANC D'ESSAIS			DE MECANIQUE
D'ENGRENAGES			
BCE/000000			



10/10/80
(Date)

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
REDACTEUR

N°	Description	Quantité	Unité	Mat.	Observations
1	...	1
2	...	1
3	...	1
4	...	1
5	...	1
6	...	1
7	...	1
8	...	1
9	...	1
10	...	1
11	...	1
12	...	1
13	...	1
14	...	1
15	...	1
16	...	1
17	...	1
18	...	1
19	...	1
20	...	1
21	...	1
22	...	1
23	...	1
24	...	1
25	...	1
26	...	1
27	...	1
28	...	1
29	...	1
30	...	1
31	...	1
32	...	1
33	...	1
34	...	1
35	...	1
36	...	1
37	...	1
38	...	1
39	...	1
40	...	1
41	...	1
42	...	1
43	...	1
44	...	1
45	...	1
46	...	1
47	...	1
48	...	1
49	...	1
50	...	1

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
REDACTEUR ENPA

