

2/81

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITÉ DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE HOUARI BOUMÉDIENNE

Handwritten signature

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER

DEPARTEMENT *المعهد* *العلم* *الهندسة* *الميكانيكية* GENIE MÉCANIQUE
 الميكانيكية
 ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
 BIBLIOTHÈQUE

PROJET DE FIN D'ÉTUDES

الميكانيكية
 الميكانيكية
 الميكانيكية

TREUIL DE CHANTIER

TC 25 E

6 PLANS

PROPOSÉ ET SUIVI PAR

IVAN DRAGNEA DOREL

Maître de Conférences

ÉTUDIÉ PAR

DJAÏD OMEUR

JUIN 81

A Abderrahmane, et sa femme,
pour son immense compréhension.

La Matuch et le Patuch, merci.

A mes frères et soeurs, pour leur
soutient durant mes études.

Je remercie tout les professeurs du
département pour toutes les
connaissances qu'ils m'ont
communiqués.

Omeur.

TREUIL ELECTRIQUE

TREUIL ELECTRIQUE DE CHANTIER

CARACTERISTIQUES

- Tambour libre sur l'arbre
- Embrayage à friction cônica
- Frein à bande simple
- Enroulement sur plusieurs couches

DONNEES

- Charge $Q = 2500 \text{ daN}$
- Vitesse de levage $V = 20 \text{ m/min}$
- Longueur du câble $L = 220 \text{ m}$
- Régime
Lourd

CALCULS

- 31 - Calcul du tambour lisse
(câble , diamètre , longueur , épaisseur , vitesse)
- 32 - Calcul de la puissance

Choix du moteur

- 33 - Calcul de la transmission
- 34 - Calcul de l'embrayage à friction
- 35 - Calcul du frein à bande
- 37 - Calcul sommaire du mécanisme de guidage

DESSINS

- 6 41 - Ensemble
- 42 - Couple suivant l'axe du tambour
de l'embrayage

- 43 - Mécanisme de guidage
- 44 - Dessin de cinq pièces

BIBLIOGRAPHIE

- / 1 / F. E. M.
Fédération Européenne de Manutention
- /:2 / Tauber , B. A.
Masini de ridicat de transportat (L. Roumaine)
- / 3 / Verlinde Catalogue pour app. de levage et
manutention
- / 4 / Elément de construction à l'Usage de l'Ingé-
nieur Tome IV
- / 5 / Résistance des Matériaux
Giet & Géminard Tome I et II (5° édit.)
- / 6 / Elément de construction à l'Usage de l'Ingénieur
Tome VIII
- / 7 / Memento de dessin industriel
Lenormand et Tinel Tome IIX
- / 8 / Catalogue STROMAG (accoupl .)
- / 9 / " ASEA (M. E. A.T.)
- / 10 / Diverses normes .

INTRODUCTION

Un treuil est un ensemble mécanique utilisé le plus souvent pour soulever ou tirer des charges par l'intermédiaire d'un câble et d'un crochet . Cet ensemble comprend dans la plupart des cas , un moteur , un réducteur , un frein et des éléments nécessaires à l'assemblage et au fonctionnement .

On l'utilise , en pratique comme élément de base pour assurer l'enroulement du câble dans divers mécanismes de levage (pont roulant , grua , derrick , ...) .

Son utilisation , en tant qu'élément indépendant est très répandue sur les chantiers , pour manoeuvrer des charges selon l'horizontale pour effectuer des tractions sur les barres à béton , pour la manipulation des wagonnets , dans les gares ferroviaires pour la formation des trains dans les ports .

Utilisé comme engin de levage , avec trépieds et poulies de renvoi , selon la verticale dans toutes opérations de chargement , de déchargement , de montage ou de démontage d'ensemble lourd ou volumineux .

Le treuil , engin de poids et d'encombrement relativement réduit , est facilement transportable sur le lieu de son utilisation , d'où son emploi dans divers domaines .

De ce fait , un treuil doit présenter les caractéristiques suivantes :

- grand rendement

- large possibilité d'utilisation (fixation par boulons ou immobilisation par lesté)
- simplicité de manoeuvre
- possibilité d'augmenter les capacités de traction par l'utilisation d'un palan à câble (disponibilité d'une longueur de câble suffisante)

exemple :

Longueur du câble 240 m

Réduction du palan 6

Force du treuil 2500 Kg

Nous obtenons aux pertes par frottement près ,

Force de levage 10.000 Kg

Hauteur 40 m

(valeurs approximatives)

ELEMENTS CONSTRUCTIFS

La grande variété d'exploitation des treuils de chantier conduit à envisager plusieurs solutions constructives et diverses sources d'énergie .

D'après le système de commande , nous avons :

- le treuil à bras
- le treuil thermique (essence ou diesel)
- le treuil électrique (alternatif ou continu)
- le treuil hydraulique
- le treuil pneumatique .

D'après la méthode de descente (ou déroulement du câble) , nous avons :

- treuil à descente libre (moteur irréversible)
où la descente est commandée par un frein à vitesse variable .

- treuil à descente contrôlé (moteur réversible ou système inverseur de mouvement pour moteur irréversible)
où la descente s'exécute à vitesse uniforme .

D'après le montage du tambour , nous avons :

- tambour fixé sur l'arbre ne peut être désaccouplé du moteur

- ~~moteur~~ tambour libre sur l'arbre , désaccouplement tambour-moteur possible .

Dans le cas du treuil à tambour libre , la liaison entre le mécanisme d'entraînement et le tambour s'effectue à l'aide des embrayages à friction de différent types (à manchon , à bande , à disque , cônicaue , ect) ; ces treuils sont appelés " TREUIL A FRICTION " .

L'avantage de la friction dans le cas du moteur électrique est que celui-ci démarre " à vide " , d'où l'utilisation d'un moteur à faible couple de démarrage .

De plus , durant le fonctionnement le temps de démarrage peut être augmenté d'où diminution des effets d'inertie (démarrage doux) donc diminution des sollicitations .

Enfin , si le couple résistant est trop important (surcharge accidentelle) le système de friction n'adhère plus , donc préservation des mécanismes de transmission .

En utilisant un treuil à friction commande manuelle notre cas , nous pouvons manoeuvrer des charges très importantes avec un contrôle continu des vitesses de déplacement ; par contre dans les autres catégories de treuil , où il n'existe pas d'embrayage , les couples de démarrage dépendent des caractéristiques du moteur et les vitesses sont déterminées par celle-ci . Dans le cas d'un excès de charge , le moteur risque d'être détérioré . Nous pouvons utiliser un moteur à caractéristiques tendre (c. à. D. avec un , temps de démarrage long) mais l'installation électrique serait plus complexe . La présence d'un embrayage apporte ses contraintes mais si son accessibilité est aisée , son entretien est relativement facile .

Il en est de même pour le frein .

DESCRIPTION DE L'APPAREIL

Tenant compte des constructions existantes , du point de vue encombrement et poids , et envisageant une réalisation dans un atelier de construction mécanique de moyenne capacité , nous adopterons le schéma cinématique (fig I) permettant de satisfaire les conditions d'exploitation requises .

Le moteur électrique (I) entraîne le tambour à câble (2) par l'intermédiaire de la transmission à engrenage (3) .

Le tambour à câble , monté libre sur ses paliers (4) ,

est embrayé à l'aide du levier de commande (5) qui agit sur le cône de friction (6) par l'intermédiaire de la butée (7) .

Lorsque l'embrayage est enclenché , le pignon d'attaque (8) , engrené sur le tambour , l'entraîne pour la montée de la charge .

Lors de la descente , ou du dévidement du câble , le tambour est freiné par l'action du frein à bande (9) .

Afin de réduire l'encombrement , diamétré et longueur du tambour qui sont fonction de la longueur du câble , l'enroulement de celui-ci sera effectué sur plusieurs couches en utilisant un système de guidage (10) . Un châssis (11) , en construction soudé , assurera la cohésion de l'ensemble et permettra la fixation du treuil sur le lieu d'exploitation .
(Voir Verlinde Type T.E.C.) .

CALCULS PRELIMINAIRES

2. I TAMBOUR ET CÂBLE

2. II Calcul du câble

Selon les normes de la F. E. M. /I/, nous devons prendre pour le treuil, un coefficient de sécurité du câble de $k = 6$.

La charge de rupture peut être calculée par la relation

$$F = k Q \quad (2I)$$

$$\text{soit} \quad = 6 \times 2500 = 15\,000 \text{ daN}$$

En fonction de F et du nombre d'incurvations, nous tirons d'un document édité par VERLINDE / 3/ ,

Câble	I3,7	∅ Théorique
	I4,7	∅ Réel
Nature	8 KEZ	Préformé spécial
	(8 x I4) x (4 x 6)	
Acier	I80 / 200 daN / mm ²	Résistance à la rupture (Rp)
Charge	I5 500 daN	Charge à la rupture réelle (F')

Nous avons bien $F' > F$

2I2) Calcul du tambour et des poulies

En suivant les recommandations de la F. E. M. , le diamètre minimal d'entoulement D est déterminé en vérifiant la relation

$$D > H_1 H_2 d \quad (23)$$

avec H_1 Coefficient dépendant du groupe de construction.

H_2 coefficient dépendant du mouflage
 d diamètre extérieur pratique du câble .

Dans notre cas , pour un régime lourd , c'est à dire
 un temps de fonctionnemnt moyen journalier en heure compris e
 entre 4 et 8 et une classe de fonctionnement V_3 ; nous avons
 un état de sollicitation IV .

Dans ces conditions , nous avons

$$\begin{aligned} H_I &= 22,4 && \text{pour le tambour} \\ &= 25 && \text{pour les poulies} \\ H_2 &= I && \text{pour le tambour et les poulies} \end{aligned}$$

Nous obtenons finalement :

$$\begin{aligned} \text{tambour} \quad D_T &> H_I H_2 d \\ &> 22,4 \times I \times 14,7 = 329,3 \text{ mm} \end{aligned}$$

Nous adopterons :

$$D_T = 330 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} \text{poulies} \quad D_p &> H_I H_2 d \\ &> 25 \times I \times 14,7 = 367,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

Nous adopterons :

$$D_p = 368 \text{ mm}$$

Etant donné la longueur du câble , nous utiliserons
 un tambour lisse et l'enroulement se fera sur $Z = 4$ couches .

La longueur de ces quatre spires superposées est don-
 née par la relation 4:

$$\begin{aligned} \frac{\pi}{1} D_i &= \pi (4 D_T + 16 d) && (2.4) \\ &= \pi (4 \times 330 + 16 \times 14,7) \\ &= 4 886 \text{ mm} \end{aligned}$$

Le nombres de spires n dans chaque couche sera donc :

$$n = \frac{L}{\sum_{i=1}^z \pi D_i} = \quad (2.5.)$$

$$= \frac{220}{4,886} = 45 \text{ spires}$$

En prenant $n = 46$ spirés par couche , nous avons alors 4 spirer de sécurité , au minimum . De ce fait , la longueur du tambour sera :

$$L_T = n \times d \quad (2.6)$$

$$= 46 \times 14,7 = 676,2 \text{ mm}$$

Nous adopterons :

$$L_T = 677 \text{ mm}$$

-- Diamètre des joues du tambour

Le diamètre des joues nous est donné par la relation

$$D' = D_T + 2 d (z + 3) \quad (2.7)$$

$$= 330 + 2 \times 14,7 (4 + 3) = 535,8 \text{ mm}$$

Nous avons prévu un enroulement de 3 couches supplémentaire .

Nous adopterons :

$$D' = 536 \text{ mm}$$

2I2) Epaisseur du tambour

L'épaisseur du tambour sera déduite du calcul du diamètre intérieur du tambour donné par la relation

$$D_{T_i} = D_T \sqrt{1 - \frac{4 S}{\sigma_{ac} D_T t z}} \quad (2.8)$$

avec

D_T diamètre extérieur du tambour

D_{T_i} diamètre intérieur du tambour

σ_{ac} résistance admissible à la compression

z coefficient tenant compte du nombre de couche

S effort de traction sur le câble (= Q)

t pas entre deux spires consécutives

Le coefficient ζ_z tient compte du fait que l'augmentation du nombre de couche détermine aussi l'augmentation de la pression sur la paroi du tambour . La résistance admissible de la matière utilisée doit être diminuée en fonction du nombre de couche .

~~La littérature spécialisée doit être diminuée en fonction du nombre de couche .~~

La littérature spécialisée / 2 : donne les valeurs suivantes

pour 2 couches	$\zeta_z = 0,85$
3 couches	$= 0,66$
4 couches	$= 0,35$

Afin d'avoir une construction dsoudée , nous utiliserons un acier soudable d'emploi courant , soit un acier de nuance

E 26 , où $\sigma_{ac} = 25,5 \text{ daN/mm}^2$. (A 35 - 50I) / 7 / p 219

Nous avons ,

$$D_{T_i} = 330$$

$$= + 228,5 \text{ mm}$$

$$\sqrt{I \frac{4 \times 2500}{25 \times 330 \times 14,7 \times 0,35}}$$

La paroi du tambour sera donc d'épaisseur :

$$e = \frac{D_T - D_{T_i}}{2}$$

$$= \frac{330 - 228,5}{2} = 20,7 \text{ mm}$$

Pour utiliser une tôle d'épaisseur normalisée, nous adopterons une épaisseur de

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

2I4) Vérification de la paroi :

Le câble étant enroulé sur plusieurs couches, nous vérifierons la paroi selon la relation

$$\sigma_c = \frac{S}{t e} \quad \phi \leq \sigma_{ac}$$

avec

ϕ : coefficient en fonction du nombre de couche donné par, pour 4 couches :

$$\begin{aligned} \phi_4 &= \frac{3 + I2 \lambda^2 + II \lambda^2}{(I +) (I + 2) (I+3)} + I \quad \text{où} \\ &= \frac{E_c A_c}{E_T A_T} \quad \text{avec} \end{aligned}$$

E_T, E_c : module l'elasticité 2I 000 daN/mm²

A_c : section du câble

$A_T = d e$: section du tambour soumise à la compression

- CALCUL de λ

$$\lambda = \frac{E_c A_c}{E_T A_T} = \frac{A_c}{A_T} = \frac{\pi d^2}{4 e d} = \frac{\pi d}{4 e} = \frac{\pi \times 14,7}{4 \times 20} = 0,577$$

- CALCUL DE ϕ_4

$$\begin{aligned} \phi_4 &= I + \frac{3 + I2 \lambda + II \lambda^2}{(I +) (I + 2) (I + 3)} \\ &= I + \frac{3 + (I2 \times 0,5773) + (II \times 0,5773^2)}{(I + 0,5773) (I + 2 \times 0,5773) (I + 3 \times 0,5773)} \end{aligned}$$

$$\phi_4 = 2,464$$

- CALCUL de σ_c

$$\sigma_c = \frac{S}{d e} \phi_4 = \frac{2500}{14,7 \times 20} \times 2,464 = 21 \text{ daN/mm}^2$$

Nous obtenons bien $\sigma_c < \sigma_{ac}$ l'épaisseur précédemment adoptée est donc convenable .

215) Vitesse de rotation du tambour :

En admettant que la vitesse de levage $V_1 = 20\text{m/min}$ soit une vitesse minimale , la vitesse de rotation du tambour sera déterminée pour l'enroulement du câble sur la première couche , dont le diamètre moyen est

$$D_I = D_T + d = 330 + 14,7 = 344,7 \text{ mm} \quad D_I = 344,7 \text{ mm}$$

La vitesse de rotation du tambour sera

$$N_I = \frac{V_I}{\pi D_I} = \frac{20 \times 1000}{\pi \times 344,7} = 18,47 \text{ tr/min} \quad N_I = 18,5 \text{ tr/min}$$

215I) Vitesse d'enroulement sur la 2^o couche :

Le diamètre moyen d'une spire de la 2^o couche est

$$D_2 = D_T + 3d = 330 + 3 \times 14,7 = 374,1 \text{ mm} \quad D_2 = 374,1 \text{ mm}$$

Nous obtenons donc une vitesse linéaire du câble

$$\begin{aligned} V_2 &= \pi D_2 N_I \\ &= \pi \times 374,1 \times 18,47 \times 10^{-3} \\ &= 21,7 \text{ m/min} \quad V_2 = 21,7 \text{ m/min} \end{aligned}$$

2I52) Vitesse d'enroulement sur la 3° couche :

Le diamètre moyen d'une spire de la 3° couche est égal à

$$\begin{aligned} D_3 &= D_T + 5 d = 330 + 5 \times 14,7 \\ &= 403,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$D_3 = 403,5 \text{ mm}$$

Nous obtenons une vitesse linéaire d'enroulement du câble

$$V_3 = \pi D_3 N_I$$

$$= \pi \times 403,5 \times 18,47 \times 10^{-3}$$

$$= 23,5 \text{ m/min}$$

$$V_3 = 23,5 \text{ m/min}$$

2I53) Vitesse d'enroulement sur la 4° couche :

Sur la 4° couche , une spire à un diamètre moyen de

$$\begin{aligned} D_4 &= D_T + 7 d = 330 + 7 \times 14,7 \\ &= 432,9 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$D_4 = 432,9 \text{ mm}$$

Le câble aura une vitesse de

$$V_4 = \pi D_4 N_I$$

$$= \pi \times 432,9 \times 18,47 \times 10^{-3}$$

$$= 25,1 \text{ m/min}$$

$$V_4 = 25,1 \text{ m/min}$$

- 2.2 CALCUL DE LA PUISSANCE

CHOIX DU MOTEUR

La puissance du moteur se détermine en période de régime , lorsque la vitesse de translation de la charge Q est constante .

22I) Puissance du moteur

Nous avons donc une puissance utile :

$$P_u = Q V \quad (W) \quad (2.10)$$

La puissance du moteur tiendra compte des pertes engendrées dans les différents mécanismes entraînés que nous exprimons par les rendements d'où

$$P = \frac{Q V}{\eta}$$

Nous pouvons estimer les rendements comme suit :

$$\eta_1 = (0,98)^3 = 0,94 \quad \text{Rendement de la réduction par engrenage .}$$

$$\eta_2 = 0,95 \quad \begin{array}{l} \text{Rendement du tambour} \\ \text{- câble/câble} \\ \text{frottements- câble/tambour} \\ \text{- tambour/paliers} \end{array}$$

$$\eta_3 = 0,94 \quad \text{Rendement des paliers du réducteur}$$

Le rendement global sera donc :

$$\begin{aligned} \eta &= \eta_1 \times \eta_2 \times \eta_3 \\ &= 0,94 \times 0,95 \times 0,94 = 0,84 \end{aligned}$$

$$\eta = 0,84$$

- Puissance nécessaire pour un fonctionnement sur la première couche:

$$P_1 = \frac{Q V_1}{\eta}$$
$$= \frac{25000 \times 20}{0,84 \times 60} = 9920 \text{ W} \quad P_1 = 9,92 \text{ KW}$$

- Puissance nécessaire pour un fonctionnement sur la seconde couche:

$$P_2 = \frac{Q V_2}{\eta}$$
$$= \frac{25000 \times 21,7}{0,84 \times 60} = 10764 \text{ W} \quad P_2 = 10,8 \text{ KW}$$

- Puissance nécessaire pour un fonctionnement sur la troisième couche:

$$P_3 = \frac{Q V_3}{\eta}$$
$$= \frac{25000 \times 23,5}{0,84 \times 60} = 11657 \text{ W} \quad P_3 = 11,7 \text{ KW}$$

- Puissance nécessaire pour un fonctionnement sur la quatrième couche:

$$P_4 = \frac{Q V_4}{\eta}$$
$$= \frac{25000 \times 25,1}{0,84 \times 60} = 12450 \text{ W} \quad P_4 = 12,5 \text{ KW}$$

222) Choix du moteur

Le choix du moteur sera fait en fonction de la puissance qu'il est susceptible de développer compte tenu du facteur de marche. Une vérification du couple de démarrage, en général, est nécessaire .

222I) Facteur de marche

Le facteur de marche détermine la durée relative de travail du moteur électrique. Il se calcule selon la relation

$$D_A = \frac{T_A}{T_T} \times 100 \quad (\%) \quad (2.II)$$

D_A Facteur de marche

$$T_T = T_A + T_L + T_V$$

T_A Durée de l'enclenchement pour l'enroulement de la longueur totale du câble.

T_L Durée de manutention (amarrage de la charge)

T_V Temps de dévidement du câble (dévidement manuel)

Cette relation n'est valable que dans la mesure où la durée du travail effectif du moteur ne dépasse pas dix (10) minutes. / I / page 6I

- Calcul de T_A

L'enroulement sur $Z = 4$ couches, comprenant chacune $n = 45$ spires, détermine le temps d'enclenchement du moteur, sachant que la vitesse de rotation du tambour est de $N_I = 18,47$ tr/min, soit

$$T_A = \frac{n \cdot Z}{N_I} \quad (2.12)$$

$$= \frac{45 \times 4}{18,47} = 9,74 \text{ min}$$

$$T_A = 9,74 \text{ min}$$

- Calcul de T_V

Nous avons supposé que le câble serait dévidé manuellement, par plusieurs personnes. Nous admettrons, d'autre part, qu'une personne tirant un fardeau se déplace à une vitesse $V_d = 1 \text{ Km/H}$. De ce fait, nous obtenons

$$T_V = \frac{L}{V_d} \\ = \frac{220 \times 60}{1000} = 13,2 \text{ min}$$

$$T_V = 13,2 \text{ min}$$

- Détermination de T_L

Adoptons un temps nécessaire à l'amarrage de la charge, temps absolument arbitraire, de $T_L = 1 \text{ minute}$

$$T_L = 1 \text{ min}$$

- Calcul de D_A

$$D_A = \frac{T_A}{T_A + T_L + T_V} \times 100 \\ = \frac{9,74}{9,74 + 13,2 + 1} \times 100 \\ = 40,68 \%$$

Les valeurs généralement considérées sont

20 % , 40 % , 60 % , 100 % .

Le facteur de marche sera donc :

$$D_A = 40 \%$$

2222 c/10.8

Nous adopterons un moteur de Type MAne 50 de 11 K W

Type CEI MARE N°	Genre de service	PUISSANCE nominale		Ala puissance nominale		Tens ROT à l'arrêt env V	Cour ROT à puiss nomin env V	M _{max} M	Moment d'inertie $\frac{I}{4} D^2$ Kgu	Poids net Kg
		KW	CV	Vit ap tr/min	Cour env A					
I8-I80L	Continu	5,5	7,5	720	17	160	21,5	3,5	0,22	215
	int 60%	6,6	9	715	19		26	2,9		
	int 40%	7,5	10	710	20,5		30	2,5		
	int 20%	9	12	700	23,5		37	2,1		
	60 min.	7	9,5	710	19,5		28	2,1		
20-200L	Continu	8,5	11,5	720	26	200	27	3,4	0,37	270
	int 60%	9,5	13	715	27		30	3,0		
	int 40%	11	15	710	29		35	2,6		
	int 20%	13	17,5	705	33		42	2,2		
	160 min.	10,5	14,5	710	28		33	2,7		

MOTEURS TRIPHASES A BAGUES MARE

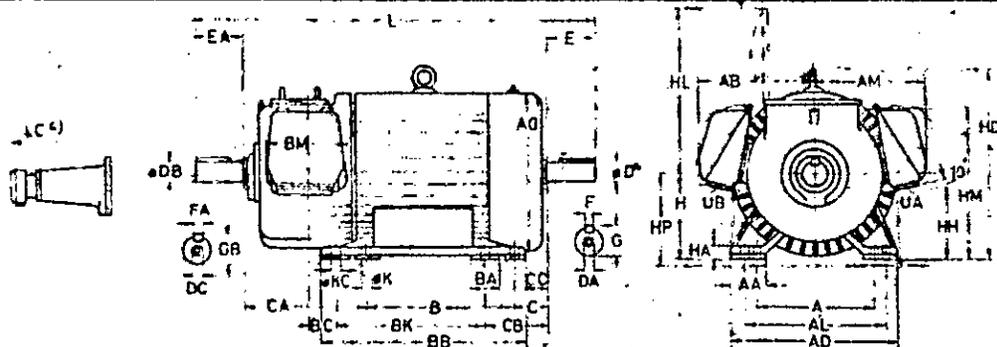
VITESSE SYNCHRONE 750 tr/min , 8 pôles , 50 HZ

NB: A la puissance nominale, courant à pleine charge et 380 V .

(EXTRAIT DE LA REVUE " A S E A " Catalogue M25F AOUT 1970 1^e édition)

Dimensions des types MARE à bouts d'arbre cylindriques

Les dimensions sont données en millimètres et peuvent être modifiées sans préavis.



4432 589

Cote	D		DB	F, FA	H	
	MARE 16-26	MARE 27-68			MARE 16-24	MARE 25-68
Tolérance	ISO k 6	ISO m 6	ISO k 6	ISO h 9	0 -0.5	0 -1.0

Dimensions A, B, C, H, K conformes aux recommandations du CEI. Dimensions AL, BK, CB, HP, KC conformes à Stahl-Eisen-Betriebs-blatt 84110-55 (intercalaire pour la dimension HP)

1) Orifice de raccordement de la boîte à bornes rotorique

2) Orifice de raccordement de la boîte à bornes statorique

3) Dimensions pour automate tachymétrique

Type MARE	CEI N°	A	AA	AB	AC	AD	AL	AM	B	BA	BB	BC	BK	BM
16	160 L	254	70	240	330	355	290	240	254	50	360	145	200	166
18	180 L	279	90	255	365	390	310	255	279	50	390	175	230	166
20	200 L	318	80	260	400	415	330	260	305	60	410	160	250	166
21	225 S	356	85	325	450	455	360	300	386	55	470	135	290	210
22	225 M	356	90	325	450	475	380	300	311	60	515	185	320	210
24	250 M	406	100	335	495	515	420	335	349	70	545	175	360	210
25	280 S	457	110	395	550	605	500	370	368	80	630	60	500	290
26	280 M	457	115	395	550	605	500	370	419	80	700	50	560	290
27	315 S	508	120	425	635	665	550	425	406	70	710	100	590	290
28	315 M	508	150	425	635	725	610	425	457	70	765	100	640	290
67	-	670	150	500	740	790	-	500	540	150	740	250	-	325
68	-	670	150	500	740	790	-	500	640	145	840	250	-	325

Type MARE	O	CA	CB	CO	D1)	DA UNQ	DB1)	DC UNQ	E	EA	F1)	FA1)	G	GB
16	108	328	215	81	38	1/2"	38	1/2"	80	80	10	10	41.5	41.5
18	121	360	230	95	42	1/2"	42	1/2"	110	110	12	12	45.5	45.5
20	133	367	245	109	48	1/2"	48	1/2"	110	110	14	14	52	52
21	149	435	260	114	55	5/8"	55	5/8"	110	110	16	16	60	60
22	149	500	275	114	55	5/8"	55	5/8"	110	110	16	16	60	60
24	168	483	295	139	65	5/8"	55	5/8"	140	110	18	16	70	60
25	190	444	250	156	75	5/8"	55	5/8"	140	110	20	16	81	60
26	190	456	280	150	75	5/8"	55	5/8"	140	110	20	16	81	60
27	216	518	260	178	85	5/8"	65	5/8"	170	140	24	18	92	70
28	216	527	265	178	85	5/8"	65	5/8"	170	140	24	18	92	70
67	285	460	-	185	100	3/4"	80	5/8"	210	170	28	24	108	87
68	285	460	-	185	100	3/4"	80	5/8"	210	170	28	24	108	87

Type MARE	H 1)	HA	HD	HH	HL	HM	HR	K pour boulon	KC	AL	LLC	UA1)	UB1)
16	160	15	370	50	260	255	170	1/2"	5/8"	850	940	RL 13	FL 13
18	180	21	420	100	290	295	190	1/2"	5/8"	980	1070	FL 13	FL 13
20	200	21	460	110	330	315	210	5/8"	3/4"	1020	1115	FL 13	FL 13
21	225	21	520	120	370	375	225	5/8"	3/4"	1090	1180	FL 13	FL 13
22	225	21	520	120	370	375	235	5/8"	7/8"	1180	1270	FL 13	FL 13
24	250	21	570	165	400	400	265	3/4"	7/8"	1250	1340	FL 13	FL 13
25	280	21	650	195	435	490	300	3/4"	7/8"	1252	1342	FL 13	FL 13
26	280	21	650	195	435	490	300	3/4"	7/8"	1315	1405	FL 13	or FL 21
27	315	25	720	235	550	525	340	1"	1"	1450	1540	FL 21	FL 21
28	315	25	720	235	550	525	340	1"	1"	1510	1600	FL 21	FL 21
67	400	30	890	300	610	625	-	1 1/4"	-	1665	1755	FL 21	FL 21
68	400	30	890	300	610	625	-	1 1/4"	-	1765	1855	FL 21	FL 21

2.3 CALCUL DE LA TRANSMISSION

La puissance du moteur sera transmise au tambour par l'intermédiaire

- d'un accouplement élastique , permettant de plus large tolérances de positionnement .
- d'un réducteur de vitesse , à deux trains interne .
- d'un embrayage à friction cônica .
- d'un couple d'engrenage externe , pignon d'attaque et couronne de tambour .

23I) Choix de l'accouplement élastique

Nous trouvons , ci-joint , un extrait du catalogue de la société " SIRONAG " , 57 - SARRAGUEMINES (France) , donnant la méthode de calcul pour le choix d'un de leur accouplement .

Remarquons cependant , que les unités utilisées ne sont pas conforme aux unités du Système International (S.I.)

Pour éviter toute confusion , nous utiliserons EXCEPTIONNELLEMENT leur méthode de calcul avec les anciennes unités .

23II) Calcul du couple à transmettre :

$$C = \frac{\text{Puissance en KW}}{\text{Nombre de tr/min}} \times 973,5 \quad (\text{mKg})$$
$$= \frac{12,5}{710} \times 973,5 = 17,14 \text{ mKg}$$

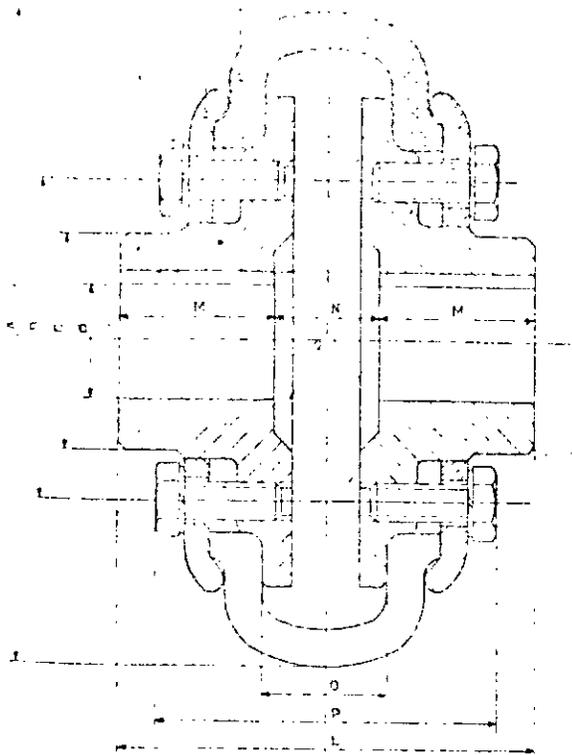
23I2) Coefficient correcteur K :

Nous pouvons admettre que notre machine entraînée fait partie du groupe II . Le coefficient sera donc $K = 1,5$.

2313) Choix de l'accouplement :

Couple corrigé :

$$C_c = K C = 1,5 \times 17,14 = 25,71 \text{ mKg} .$$



Description et matière

- Repère 1: moyeu en acier
- Repère 2: cône de serrage en acier
- Repère 3: bandage en caoutchouc
- Repère 4: vis de serrage E - E8 kg, anneau de freinte en acier

Exécutions spéciales

- Pour mouvement de levage: moyeux avec clavets de sécurité
- Pour arbre long: moyeux allongés, longeur max. 200 mm (à la demande)

Instructions de montage

- Fixer chaque moyeu sur son arbre respectif.
- Rapprocher les deux arbres à accoupler de façon à respecter la tolérance de fabrication indiquée. Cette dernière devra être la même sur tout le pourtour.
- Vérifier la rotation respectueuse des deux moyeux, surtout s'il s'agit de couples importants, pour grande vitesse, où nous vous recommandons un alignement plus précis pour éviter l'usure prématurée du bandage. Dans les cas normaux, un alignement simplifié est suffisant, le bandage compensant les imperfections.
- Pour accouplement avec clavets, même montage que ci-dessus, mais disposer les moyeux de telle sorte que les clavets fassent un angle de 45°.
- Monter le bandage sur les deux moyeux et rapprocher les deux extrémités de serrage, serrer les vis deux par deux diamétralement opposées.

Tous accouplements sont livrables avec moyeux bruts ou préalésés aux cotes indiquées dans le tableau ci-dessous. En cas de demande, nous pouvons également exécuter l'alésage H7 et le rainurage CNM des moyeux.

Tableau des caractéristiques et des dimensions (sous réserves)

Modèle		01-1	03-1	06-1	10-1	14-1	14-2	18-1	18-2	22-1	22-2	25-1	26-1	28-1	30-1	32-1
Couple en charge permanente	mkg	0,5	1,5	5	10	15	30	30	60	60	120	120	240	400	700	1000
Couple maxi en brève surcharge	mkg	1,5	4,5	15	30	45	90	90	175	175	350	350	700	1200	2000	3400
Vitesse maximum	t/mn	3000	3000	3000	3000	3000	3000	2000	2000	2000	2000	1600	1600	1250	1000	800
Angle de torsion maxi sous C maxi	°	5	5	8	15	8,5	14	6,5	12	6,3	10	18	20	22	25	25
Poids	kg	08	1,1	2,4	5,4	9,3	9,3	17,5	17,5	28	28	50	59	82	140	327
PC ²	kg/m ²	—	—	0,01	0,05	0,13	0,13	0,4	0,4	0,9	0,9	2,4	3,4	5,7	13,4	44
Couple de serrage des vis	mkg	0,15	0,4	0,6	1,5	2,5	2,5	1,6	2,5	3,5	4,5	5,5	6	11	20	24
A	mm	86	104	135	178	210	210	263	263	310	310	370	402	450	550	700
L	mm	50	64	88	125	150	150	174	174	200	200	215	244	280	350	450
L*	mm	70	88	138	191	252	252	260	260	330	330	345	384	440	520	640
Ø préalésage standard	mm	10	12	15	20	25	25	25	25	38	38	38	38	55	90	100
Ø alésage maximum	mm	18	22	32	38	50	50	60	60	80	80	90	100	110	130	180
C	mm	30	34	48	65	80	80	95	95	125	125	150	160	160	183	270
B	mm	42	50	65	85	110	110	140	140	180	180	235	260	260	280	360
M	mm	20	28	35	47	59	59	67	67	75	75	85	95	110	130	160
M*	mm	30	40	60	80	110	110	110	110	140	140	150	155	190	210	255
N	mm	10	8	18	31	32	32	40	40	50	50	45	54	60	100	130
O	mm	16	16	18	35	38	38	44	44	42	42	46	50	70	122	150
P	mm	50	57	64	89	98	98	123	123	139	139	151	153	190	250	365
Bandage n°		201X	203X	206X	210X	214X	414X	218X	418X	222X	422X	225R	426R	825R	125R	180

A et M* dimensions des accouplements avec moyeux allongés.
Nous pouvons également livrer des accouplements pour couples au-dessus de 1 000 mkg et jusqu'à 8 000 mkg, cotes et caractéristiques de ces accouplements sur demande.

Selon les recommandations faites par le constructeur, nous avons le choix entre les modèles I4.2 et I8.I. Nous choisirons, pour des raisons de poids et d'encombrement, le modèle I4.2.

232) Choix du réducteur

Le réducteur, de type normalisé, à engrenages à dentures droite sera tiré de l'ouvrage / 2 / .

232I) Calcul de la réduction :

Le rapport de réduction total à apporter est de:

$$X_T = \frac{N_I}{N_m} \quad (2.13)$$

$$= \frac{18,47}{710} = \frac{I}{38,44}$$

2322) Choix

Compte tenu de la puissance à transmettre, de la vitesse d'entrée, de la réduction maximale possible et du poids, nous adopterons un réducteur de type " RM 350 / ~~FX~~ "

Rapport de réduction $X_R = \frac{I}{8,23}$

Facteur de marche $D_A = 40 \%$

Puissance $P_R = 12,9 \text{ KW}$

Vitesse de rotation $N_E = 750 \text{ tr/min}$

POIDS $G = 190 \text{ Kg}$

CARACTERISTIQUES

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

$$M_2 = 4 \text{ mm}$$

$$B_I = 60 \text{ mm}$$

$$B_2 = 80 \text{ mm}$$

$$X_I = \frac{35}{64}$$

$$X_2 = \frac{18}{81}$$

233) Dimensionnement de l'embrayage

L'utilisation d'un embrayage à cône a été faite dans le but de réduire l'encombrement.

233I) Couple à transmettre:

Le couple à transmettre sera déterminé à partir de la puissance maximale, majorée par un coefficient de sécurité, majoration qui nous permettra d'englober le couple de démarrage.

Le couple sera donc:

$$C = \frac{P_{\text{maxi}}}{\omega} \times \eta_1 \times \eta_3 \quad (2.14)$$
$$= \frac{12500 \times 0,94 \times 0,94}{\frac{\pi \times 810}{30 \times 8,23}} = 1223 \text{ N.m}$$

Le couple effectif devient alors

$$C_e = \gamma C \quad \text{avec } \gamma = 20 \text{ à } 30 \% \quad (2.15)$$

Adoptons un coefficient. $\gamma = 0,25$, nous avons

$$C_e = 1223 \times 0,25 = 306 \text{ Nm}$$

2332) Diamètre et largeur de contact:

La largeur de la garniture en " FERODO " sur la génératrice du tronc de cône peut être obtenue en limitant la pression de contact. DE manière générale, on admet une pression de contact entre Ferodo et fonte de $p_0 = 4 \text{ à } 8 \text{ daN/cm}^2$.

Prenons une valeur moyenne $p_0 = 6 \text{ daN/cm}^2$.

Nous choisirons $f = 0,4$ pour le coefficient de frottement entre Férodo et fonte.

Le couple de frottement étant donné par la relation

$$C_f = 2\pi b f (r_m)^2 p_0 \geq C_e \quad (2.16)$$

En fixant un diamètre moyen du cône de friction à $d_m = 400 \text{ mm}$ et un couple effectif $C_e = 1530 \text{ Nm}$, nous obtenons une largeur

$$\begin{aligned}
 b &= \frac{C_e}{2 f (r_m)^2 p_o} \\
 &= \frac{1530 \times 10^3}{2 \times 0,4 \times (200)^2 \times 60 \times 10^{-2}} \\
 &= 25,4 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

$b = ; 26 \text{ mm}$
 $r_m = 200 \text{ mm}$

2333) Force axiale :

La force nécessaire est donc

$$\begin{aligned}
 F_a &= \frac{C_e \sin}{r_m f} \\
 &= \frac{1530 \times \sin 20^\circ}{0,200 \times 0,4} = 6541 \text{ N}
 \end{aligned}$$

$F_a = 655 \text{ daN}$

2334 Vitesse périphérique :

Le calcul de la vitesse périphérique nous renseignerait sur le lieu d'implantation de la garniture ..

Visiblement réduite, nous ne risquons pas d'avoir d'arrachement. Nous la fixerons sur le cône mâle ..

234) Calcul de l'engrenage extérieur

En tenant compte de considérations relative au montage, telle que entraxe disponible, possibilité de fixation de la couronne dentée sur la joue du tambour, encombrement général réduit, et au vue des caractéristiques du réducteur choisit, nous adopterons un module et des nombres de dents compatible

avec la transmission désirée .

234I) Réduction :

La réduction à apporter sera donc :

$$X_e = \frac{X_T}{X_R}$$
$$= \frac{8,23}{38,44} = \frac{1}{4,67} \quad X_e = \frac{1}{4,67}$$

En nous fixant $Z_I = 18$ dents pour le pignon , nous devons avoir $Z_2 = 84$ dents pour la roue .

Le diamètre des jous du tambour étant $D' = 536$ mm , nous adopterons un module de denture $m = 6$ mm , nous donnant :

Diamètre extérieur	120	516
Diamètre primitif	108	504
Diamètre intérieur	93	489
largeur de denture	60	60

2342) Choix du matériaux :

D'après / 4 / p II7 , nous avons la relation

$$m^3 \geq \frac{10 C}{\sigma_0 Z_I} \quad (2.I8)$$

De cette relation nous pouvons tirer

$$\sigma_0 \geq \frac{10 C}{m^3 Z_I}$$

$$\text{De cette relation } \frac{10 \times 152,5 \times 10^3}{10 \times (6)^3 \times 18} = 39,23 \text{ daN/mm}^2$$

σ_0 étant calculé par la relation

$$\sigma_0 = \frac{\text{limite d'endurance}(\sigma)}{1,25 \text{ à } 1,50}$$

1,25: effort variant peu.

1,50: effort à variation brutale.

En adoptant un coefficient de 1,5, nous devons utiliser un acier ayant une limite d'endurance de

$$\sigma_D = 1,5 \times \sigma_0 \text{ soit}$$

$$\sigma_D = 1,5 \times 40 \text{ daN/mm}^2 = 60 \text{ daN/mm}^2 \cdot$$

Une telle endurance ne peut être obtenue que par un acier au Nickel, Chrome, Molybdène après traitement thermique.

Nous choisirons un acier 35 NCD 4 , trempé à 830°C, revenu à 200°C ayant les caractéristiques suivante:

$$R_e = 125 \text{ daN/mm}^2$$

$$R_r = 170 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_D = 65 \text{ daN/mm}^2$$

$$HB = 450$$

(Extrait de / 5 / p 97)

2343) Vérification à la pression superficielle:

D'après / 4 / p 123 , nous devons avoir

$$T \leq T_0 = b d_I \frac{u}{u+1} K_0$$

(2.19)

- Calcul de T

$$\begin{aligned} T &= \frac{2 C}{m Z} \\ &= \frac{2 \times 152500}{6 \times 18} = 2824 \text{ daN} \end{aligned}$$

En prenant $T_0 = 3000 \text{ daN}$, nous tirons K_0

$$K_0 = \frac{T_0 (u+1)}{b d_I u}$$

$$\text{avec } u = \frac{Z_1}{X_c} = \frac{1}{4,67}$$

$$= 4,67$$

Nous obtenons donc

$$K_o = \frac{3000 \times (4,67+1)}{60 \times 108 \times 4,67} = 0,562$$

Cette valeur de K_o nous impose aussi le choix d'un acier au Nickel-Chrome ayant une dureté HB = 300, valeur compatible avec l'acier précédemment adopté.

En calculant K_o pour la roue, nous pourrions choisir un métal convenable, soit

$$K_o = \frac{3000 \times (4,67+1)}{60 \times 504 \times 4,67} = 0,120$$

La valeur du coefficient K_o , valeur faible, nous permet l'utilisation d'une fonte grise de dureté HB = 150-200.

235) Dimensionnement du frein

L'utilisation d'un frein à bande simple est suffisant, le frein agissant lors de la descente de la charge. Nous utiliserons la poulie d'embrayage comme poulie de frein, poulie ayant un diamètre extérieur de $D = 450$ mm (surface active de frottement).

235I) Calcul du couple de freinage:

Lors de l'action du frein, l'embrayage est désaccouplé, et le système ne comprend plus que le tambour, le pignon et la poulie de frein. La descente de la charge a lieu au frein d'où une très grande sollicitation de ce mécanisme qui devra fonctionner avec le maximum de sécurité.

Le couple résistant que devra fournir le frein sera au moins égal au couple moteur dû à la charge sur la quatrième couche d'enroulement du câble sur le tambour .

Ce couple moteur est donné par la relation suivante en négligeant les pertes par frottement ; (au niveau du frein) .

$$\begin{aligned} C_m &= Q R_T \frac{I}{4,67} \\ &= 2500 \times \frac{0,433}{2} \times \frac{I}{4,67} \\ &= 115,89 \text{ daN.m.} \end{aligned}$$

Le couple résistant devant être supérieur au couple moteur , nous pouvons adopter un couple résistant égal au couple transmis par l'embrayage soit $C_r = 1530 \text{ N.m}$, obtenant ainsi un coefficient de majoration de 1,3 .

Dans le cas du frein à bande à simple effet , les tensions à exercées sur la bande d'acier sont données par les relations suivantes , / 6 / p 56 :

$$- C_r = (T - t) R_f \quad (2.20)$$

$$\text{avec } R_f = 225 \text{ mm}$$

$$- T = t e^{f\alpha}$$

$$\text{avec } \alpha = 4,71 \text{ rd } (270^\circ)$$

$$f = 0,4 \quad (\text{férodo/source})$$

Nous obtenons :

$$T - t = \frac{1530}{0,225} = 6800 \text{ N}$$

$$e^{f\alpha} = 6,58$$

$$T - t = t (e^{f\alpha} - 1) = 6800 \text{ N}$$

$$t = \frac{6800}{6,58 - 1} = 1218 \text{ N}$$

$$T = t e^{f\alpha} = 1218 \times 6,58 \\ = 8014 \text{ N}$$

$$T = 8014 \text{ N}$$

$$t = 1218 \text{ N}$$

2352) Vérification à la pression admissible :

La pression de contact varie le long de la bande d'acier de la valeur maximale $p_{\max} = \frac{T}{R_f b}$ à $p_{\min} = \frac{t}{R_f b}$.

Nous adopterons une valeur moyenne que nous comparerons à la valeur de la pression admissible $p_0 = 60 \text{ N/cm}^2$.

Avec une largeur de la bande frottement égale à $b = 35 \text{ mm}$, nous obtenons :

$$p_{\max} = \frac{8014}{22,5 \times 3,5} = 102 \text{ N/cm}^2$$

$$p_{\min} = \frac{1218}{22,5 \times 3,5} = 15,5 \text{ N/cm}^2$$

$$p_{\text{moyen}} = \frac{102 + 15,5}{2} = 58,75 \text{ N/cm}^2$$

2353) Vérification à l'échauffement :

(2.22)

Nous avons à vérifier la relation $p_{vf} \leq 600 \text{ kW/m}^2$
(service dur) .

$$p_{vf} = \frac{\text{Puissance}}{\text{Surface}}$$

$$= \frac{C_r \quad w}{\alpha R_f b}$$

$$= \frac{1530 \times \quad \times 710}{30 \times 1,5 \times \quad \times 0,225 \times 0,035 \times 8,23}$$

$$= 372466 \text{ W/m}^2$$

$$\text{pvf} = 373 \text{ kW/m}^2$$

3I - Paliers de tambour

3II) Détermination des efforts:

Les paliers auront à supporter les efforts dû au poids propre du tambour, comprenant la paroi cylindrique, les joues et les axes; au poids du câble, complètement enroulé dans la condition la plus défavorable; au poids de la couronne dentée; et une majoration permettant d'englober le poids des différents éléments de fixations.

3III) Poids propre du tambour:

- Poids du câble

A raison de 0,79 daN/m et pour une longueur de 220m, nous obtenons

$$P_{cb} = 0,79 \times 220 = 173,8 \text{ daN}$$

$$P_{cb} = 174 \text{ daN}$$

- Poids de la paroi cylindrique

Pour un diamètre extérieur de $D_T = 330$ mm, une épaisseur $e = 20$ mm et une longueur de $L = 677$ mm, nous obtenons pour une densité de l'acier de $7,81 \text{ g/cm}^3$:

$$P_{pc} = \pi \times (33-2) \times 2 \times 67,7 \times 7,81$$

$$= 102\,986 \text{ g}$$

$$P_{pc} = 103 \text{ daN}$$

- Poids des joues

Pour un diamètre extérieur de $D_j = 536$ mm et une épaisseur de 20 mm, nous obtenons

$$P_j = \frac{\pi}{4} \times (53,6)^2 \times 2 \times 7,81$$

$$= 35\,245 \text{ g}$$

$$P_j = 35,5 \text{ daN}$$

- Poids de la couronne dentée

En admettant une couronne pleine de diamètre moyen D_c , d'environ 490 mm, d'épaisseur 60 mm et de profondeur 60 mm, nous obtenons un poids de

$$\begin{aligned} P_c &= \pi \times 49 \times 6 \times 6 \times 7,81 \\ &= 43\,281 \text{ g} \end{aligned} \qquad P_c = 44 \text{ daN}$$

- Poids des axes

Les axes étant supposés pleins, de diamètre 70mm, de longueur 40mm, nous donne un poids de

$$\begin{aligned} P_a &= \frac{\pi}{4} \times (70)^2 \times 40 \times 7,81 \\ &= 1202 \text{ g} \end{aligned} \qquad P_a = 1,2 \text{ daN}$$

Poids propre du tambour :

$$\begin{aligned} P_T &= P_{cb} + P_{pc} + 2 P_j + P_c + 2 P_a \\ &= 174 + 103 + 2 \times 35,5 + 44 + 2 \times 1,2 \\ &= 394,4 \text{ daN} \end{aligned}$$

Nous pourrions admettre un poids pour le tambour de

$$P_T = 396 \text{ daN} \qquad P_T = 396 \text{ daN}$$

3.11.2) Efforts dû à l'engrènement.

L'enroulement du câble se faisant par la partie inférieure du tambour, dans le plan des supports de palier ayant lieu le point de tangence, l'engrènement agissant dans un plan perpendiculaire, les forces selon des directions perpendiculaires.

La réduction extérieure, pignon-couronne, par engrenages à denture droite normalisée, d'angle de pression de 20° , nous donne une force radiale proportionnelle à la force tangentielle selon la relation trigonométrique:

$$F_r = F_t \operatorname{tg} 20^\circ$$

La force tangentielle au niveau de la couronne dentée nous est donné par la relation

$$F_t = \frac{Q D_4}{D_c}$$

$$= \frac{2500 \times 433}{504} = 2147,8 \text{ daN}$$

$$F_t = 2148 \text{ daN}$$

La force radiale sera donc:

$$F_r = 2148 \times \operatorname{tg} 20^\circ$$

$$= 781,8 \text{ daN}$$

$$F_r = 782 \text{ daN}$$

3II3) Réactions aux paliers:

La position la plus défavorable du câble sera lorsque celui-ci tangentera la joue supportant la couronne dentée.

En supposant confondu les points d'application des efforts dû au câble et à l'engrènement, nous obtenons les réactions, dans le plan vertical et dans le plan horizontal, successivement pour le palier A (côté couronne) et le palier B:

Plan vertical:

Palier A

$$(\sum M)_B = R_{vA} l - F_t (1-a) + P_T b = 0$$

$$R_{vA} = \frac{F_t (1-a) - P_T b}{l}$$

$$= \frac{(2148 \times 748) - (396 \times 399)}{798} = 1815 \text{ daN}$$

Palier B

$$(\sum M)_A = R_{vB} l - P_T b + F_t a = 0$$

$$R_{vB} = \frac{-F_t a + P_T b}{l}$$

$$R_{vB} = \frac{-(2148 \times 50) + (396 \times 399)}{798} = + 63 \text{ daN}$$

Plan horizontal:

Palier A

$$(\sum M)_B = Q a + F_r d - R_{hA} l = 0$$

$$R_{hA} = \frac{(Q + F_r) d}{l}$$

$$= \frac{(2500 + 782) 748}{798} = 3076 \text{ daN}$$

Palier B

$$(\sum M)_A = Q a + F_r a - R_{hB} l = 0$$

$$R_{hB} = \frac{(Q + F_r) a}{l}$$

$$= \frac{(2500 + 782) 50}{798} = 206 \text{ daN}$$

Le second cas défavorable, lorsque le câble tangente la joue opposée à la couronne, sollicite le palier B.

Plan vertical:

Palier A

$$(\sum M)_B = R_{VA} l - F_t (1-a) + P_T b = 0$$

$$R_{VA} = \frac{F_t (1-a) - P_T b}{l}$$

$$= \frac{(2148 \times 748) - (396 \times 399)}{798} = 1815 \text{ daN}$$

Palier B

$$R_{VA} - F_t + P_T - R_{VB} = 0$$

$$R_{VB} = R_{VA} - F_t + P_T$$

$$= -2148 + 1815 + 396 = 63 \text{ daN}$$

Plan horizontale :

Palier A

$$(M)_B = R_{HA} l - F_r (l-a) - Q c = 0$$

$$R_{HA} = \frac{F_r (l-a) - Q c}{l}$$

$$= \frac{782 (798 - 50) + 2500 \times 40}{798} = 868 \text{ daN}$$

Palier B

$$R_{HA} - F_r - Q + R_{HB} = 0$$

$$R_{HB} = F_r + Q - R_{HA}$$

$$= 782 + 2500 - 868 = 2414 \text{ daN}$$

Nous avons donc obtenu les réactions suivantes :

Position du câble	Plan vertical	Plan horizontale	Résultante
A	$R_{VA} = 1815 \text{ daN}$	$R_{hA} = 3076 \text{ daN}$	$R_{AA} = 3572 \text{ daN}$
	$R_{VB} = 63 \text{ daN}$	$R_{hB} = 206 \text{ daN}$	$R_{AB} = 216 \text{ daN}$
B	$R_{VA} = 1815 \text{ daN}$	$R_{HA} = 868 \text{ daN}$	$R_{BA} = 2012 \text{ daN}$
	$R_{VB} = 63 \text{ daN}$	$R_{HB} = 2414 \text{ daN}$	$R_{BB} = 2415 \text{ daN}$

$$R = \sqrt{(R_v)^2 + (R_h)^2}$$

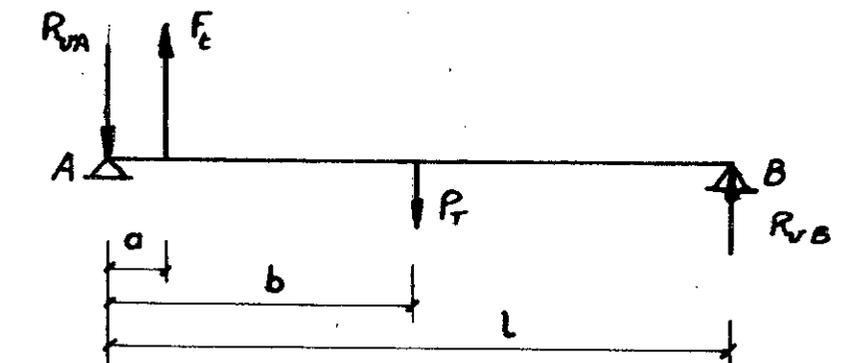
« Le dimensionnement des paliers se ferait en tenant compte des efforts les plus importants sur chaque palier. Pour des raisons de symétrie et de simplicité d'exécution, nous opterons pour des paliers identiques en A et B.

DIAGRAMMES

PALIER DE TAMBOUR

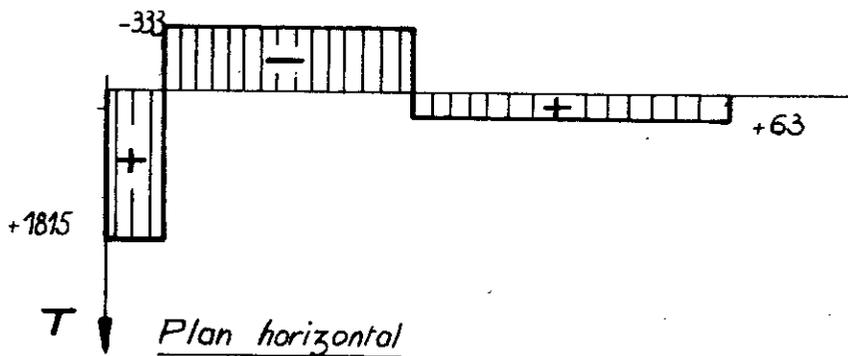
- CAS 1 (Q coté floque 1)

Plan vertical

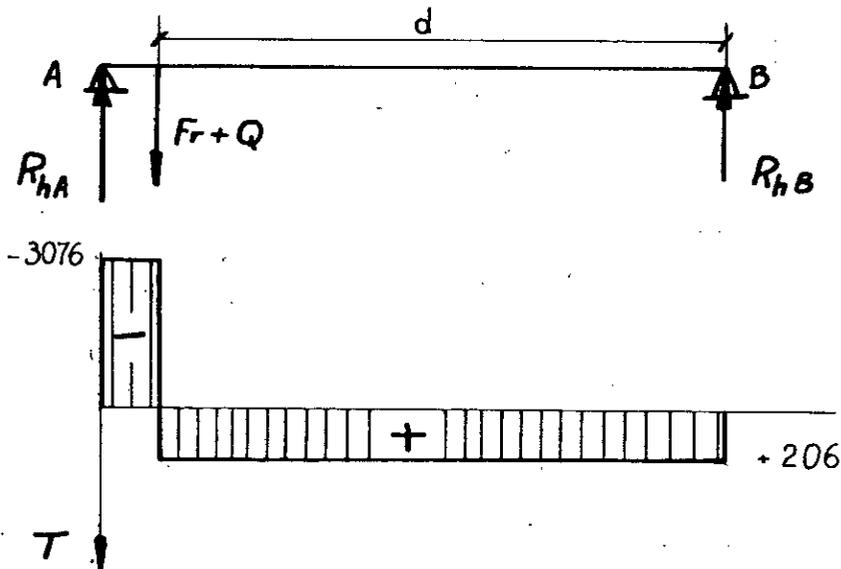


$$\begin{aligned} a &= 50 \text{ mm} \\ b &= 399 \text{ mm} \\ l &= 798 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_{vA} &= 1815 \text{ daN} \\ F_t &= 2148 \text{ daN} \\ P_r &= 396 \text{ daN} \\ R_{vB} &= 63 \text{ daN} \end{aligned}$$

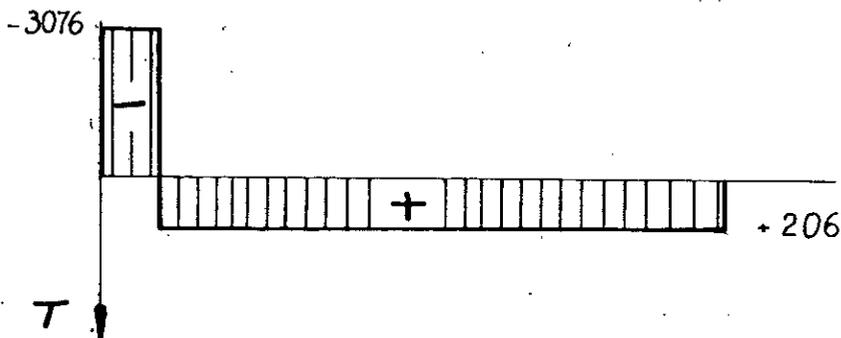


Plan horizontal



$$d = 748 \text{ mm}$$

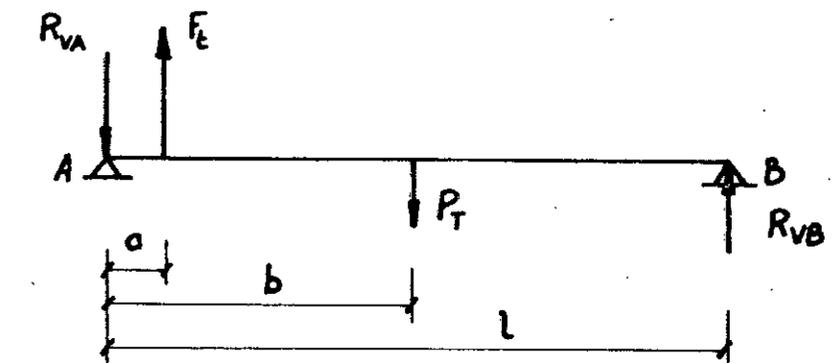
$$\begin{aligned} R_{hA} &= 3076 \text{ daN} \\ F_r &= 782 \text{ daN} \\ Q &= 2500 \text{ daN} \\ R_{hB} &= 206 \text{ daN} \end{aligned}$$



PALIERs DE TAMBOUR

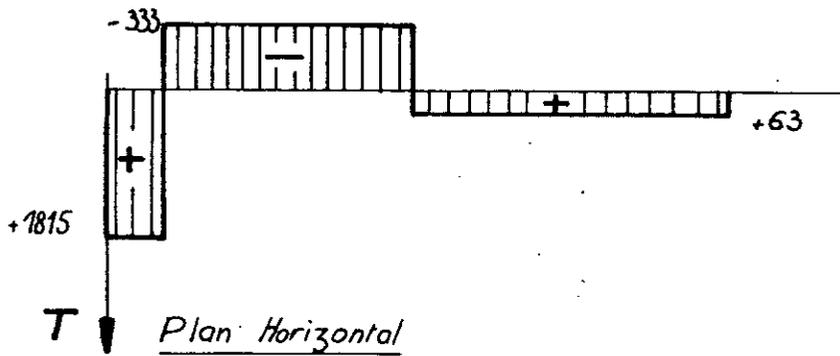
- CAS 2 (Q coté flasque 2)

Plan Vertical

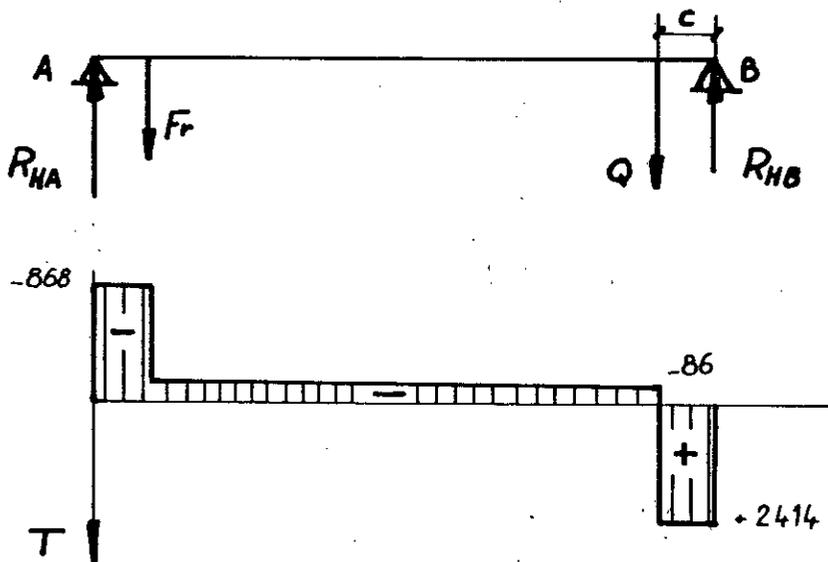


$$\begin{aligned} a &= 50 \text{ mm} \\ b &= 399 \text{ mm} \\ l &= 798 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_{VA} &= 1815 \text{ daN} \\ F_t &= 2148 \text{ daN} \\ P_T &= 396 \text{ daN} \\ R_{VB} &= 63 \text{ daN} \end{aligned}$$

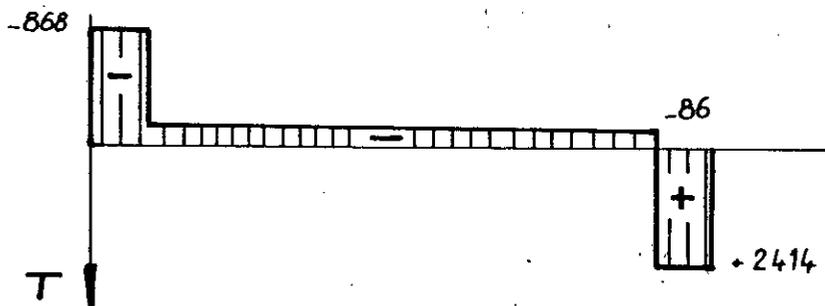


Plan Horizontal



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

$$\begin{aligned} R_{HA} &= 868 \text{ daN} \\ F_r &= 782 \text{ daN} \\ Q &= 2500 \text{ daN} \\ R_{HB} &= 2414 \text{ daN} \end{aligned}$$



= 69,3 KN

La supposition $P = F_B = 43,3 \text{ KN}$ donne $C = 1,6 \times 43,3$ de C car les dimensions ne sont pas imposées.

Le choix du roulement se fera uniquement en fonction

de $\frac{L}{C}$, un rapport $\frac{L}{C} = 1,6$. rotation de $N = 20 \text{ tr/min}$ nous obtenons ; selon l'abaque

correspondant à 18 mois de service, et une vitesse de pour une durée de vie minimale de $L_h = 3200 \text{ h}$,

$$F_B = K_B \cdot P = 1,1 \times 1,1 \times 3572 = 4322 \text{ daN}$$

nous avons donc un effort radial corrigé

En adoptant des coefficients correcteurs $F_K = F_D = 1,1$,

$$\text{moteur électrique } F_D = 1,2$$

F_D coefficient en fonction de la régularité du couple

$$\text{par engrenage } F_K = 1,05 \text{ à } 1,3$$

F_K coefficient en fonction du genre de transmission

L'effort radial théorique par des coefficients F_K et F_D ,

L'effort radial corrigé est obtenu en multipliant

Effort radial corrigé :

sera suffisante.

Le choix d'un roulement soumis à une charge radiale pure,

horizontal, sera faible. Une simple vérification, après

$\pm 10^\circ$ par rapport à la normale au tour et dans un plan

L'effort axial, dû à une inclinaison du câble de

conduit sur le choix d'un roulement à bille rigide.

La possibilité d'existence d'un effort axial nous

/ 7 / p110 et suivantes.

Le calcul se fera selon les instructions données dans

312) Calcul du roulement :

cable contre la zone supportant le cordon à denté.

$F_{IV} = 3572 \text{ daN}$, correspondant donc à la notation (u

Nous déterminons l'effort

Nous dimensionnerons le palier A selon un effort $R_{AA} = 3572 \text{ daN}$, correspondant donc à la position du câble contre la joue supportant la couronne dentée.

3I2) Calcul du roulement :

Le calcul se fera selon les instructions données dans / 7 / p110 et suivantes .

La possibilité d'existence d'un effort axial nous conduit sur le choix d'un roulement à bille rigide .

L'effort axial , dû à une inclinaison du câble de $\pm 10^\circ$ par rapport à la normale au tambour et dans un plan horizontal , sera faible . Une simple vérification , après le choix d'un roulement soumis à une charge radiale pure , sera suffisante .

Effort radial corrigé :

L'effort radial corrigé est obtenu en multipliant l'effort radial théorique par des coefficients f_k et f_d ,
 f_k coefficient en fonction du genre de transmission par engrenage $f_k = 1,05$ à $1,3$.

f_d coefficient en fonction de la régularité du couple moteur électrique $f_d = 1$ à $1,2$.

En adoptant des coefficients correcteur $f_k = f_d = 1,1$, nous avons donc un effort radial corrigé

$$F_R = K F_r = 1,1 \times 1,1 \times 3572 = 4322 \text{ daN}$$

Pour une durée de vie minimale de $L_h = 3200 \text{ h}$, correspondant à 18 mois de service , et une vitesse de rotation de $N = 20 \text{ tr/min}$ nous obtenons , selon l'abaque p I26 , un rapport $\frac{C}{P} = 1,6$.

Le choix du roulement se fera uniquement en fonction de C car les dimensions ne sont pas imposées .

$$\begin{aligned} \text{La supposition } P = F_R = 43,3 \text{ kN donne } C &= 1,6 \times 43,3 \\ &= 69,3 \text{ kN} \end{aligned}$$

32) Palier du pignon d'attaque

32I) détermination des efforts :

Les paliers de l'ensemble pignon-embayage frein auront à supporter le poids de l'ensemble , relativement faible , l'effort dû à l'action du frein , à l'action de l'embayage et à l'effort d'engrènement .

32II) Poids de l'ensemble :

Devant l'importance des efforts , engrènement et freinage , le poids de l'ensemble sera donc négligé .

32I2) Efforts dû à l'engrènement :

Nous retrouvons sur le pignon d'attaque les efforts calculés pour la couronne , mais selon une orientation opposée .

Nous avons donc , au niveau du pignon d'attaque les forces suivantes :

$$F_t = 2148 \text{ daN}$$

$$F_r = 782 \text{ daN} .$$

32I3) Efforts dû au freinage :

Les tensions dans les brins de la bande de freinage nous donne une résultante totale que nous dirigerons selon la verticale en positionnant correctement les points d'ancrage .

Nous avons adopté un-angle d'enroulement de 270° , les tensions sont donc perpendiculaire entre elles d'où une résultante par Pythagore égale à :

$$F_F = \sqrt{T^2 + T^2}$$

$$= \sqrt{801,4^2 + 121,8^2}$$

$$= 810,6 \text{ daN}$$

$$F_F = 811 \text{ daN}$$

32I4) Efforts dû à l'embayage :

L'effort dû à l'embayage , effort purement axial , sera totalement absorbé par une butée à roulement .

L'effort sera donc de $F_a = 655 \text{ daN}$.

3215) Réactions aux paliers :

Notre ensemble pignon-poulie de frein sera monté sur un axe fixe et en porte à faux . Nous opterons pour le montage d'un roulement combiné (aiguilles et butée à rouleaux) avec bague intérieure du coté pignon , et d'un roulement à billes du coté de la poulie de frein . L'adoption d'un roulement à aiguilles a été apporté par les contraintes de dimensions .

En plaçant les roulements dans l'axe des efforts , nous aurons directement les efforts sollicitant ceux-ci .

322) Calcul des roulements :

322I) Calcul du roulement combiné :

Le roulement combiné , placé du coté pignon , est soumis d'une part à l'effort d'engrènement , effort radial , et à l'effort de l'embrayage , effort axial . Le fabricant indique , sous / 7 / p I55 , que

" les capacités de charge , radiale et axiale , doivent être vérifiées indépendamment l'une de l'autre . "

L'effort axial étant relativement faible , nous ferons un choix pour le roulement à aiguilles et nous vérifierons la butée qui lui est associée sous la charge axiale .

- Choix du roulement à aiguilles -

L'effort dû à l'engrènement est donc de

$$F_e = \sqrt{(F_t^2 + F_r^2)}$$
$$= \sqrt{(2148^2 + 782^2)}$$
$$= 2286 \text{ daN}$$

L'effort corrigé sera :

$$F_E = K F_e$$
$$= 1,21 \times 2286 = 2766 \text{ daN}$$
$$F_E = 27,70 \text{ daN}$$

Nous adopterons un roulement combiné à aiguilles et butée à rouleaux de type RAX 745

Ces caractéristiques sont les suivantes :

Effort radial admissible	2000 daN
Effort axial admissible	2300 daN
Vitesse maximale	4800 tr/min

Dimensions de base :

Diamètre intérieur	40 mm
Diamètre sans bague	45 mm
Diamètre extérieur	52 mm
Diamètre extérieur butée	65 mm

Vérification sous l'effort axial

L'effort axial pouvant être supporter par la butée étant de 2300 daN, nous constatons que la butée sera sollicitée par l'effort axial de 782 daN de l'embrayage.

- Choix du roulement à billes :

Le roulement aura à supporter un effort radial pur de

$$F_F = 811 \text{ daN}$$

A près correction, nous obtenons un effort

$$P = 981 \text{ daN} \quad (= 1,21 \times F_F)$$

Pour une durée de vie de $L = 3200 \text{ h}$ et une vitesse de rotation de $N = 90 \text{ tr/min}$, nous obtenons un rapport

$$\frac{C}{P} = 2,6$$

Le roulement choisit devra avoir une capacité de charge dynamique supérieure ou égale à

$$\begin{aligned} C &= 2,6 \times P \\ &= 2,6 \times 9,8 = 25,5 \text{ kN} \end{aligned}$$

D'après /7 / p I33, nous obtenons le roulement

SKF 6307 2RS

Caractéristiques principales :

SKF 6307 2RS 35 x 80 x 21 $C = 25,5 \text{ kN}$ $C_0 = 18 \text{ kN}$
 $V = 5650 \text{ tr/min}$

33) Butée d'embrayage

33I) Détermination des efforts :

L'effort sur la butée d'embrayage sera de
 $F_a = 655 \text{ daN}$.

L'effort corrigé de

$$F_A = 1,21 \times F_a$$

$$= 1,21 \times 655 = 782 \text{ daN}$$

$$F_A = 7,82 \text{ kN}$$

332) Choix de la butée :

Dans ce cas , la condition primordiale sera d'obtenir une butée dont le diamètre intérieur soit supérieur à 60 mm .

La première butée à billes convenant porte la référence

SKF 51112 $C = 32 \text{ kN}$ $C_0 = 91,5 \text{ kN}$ $N = 2600 \text{ tr/min}$

Dimension de base 60 x 85 x 17

Une butée à rouleaux cylindriques , de même dimensions de base , aurait une capacité de charge dynamique de $C = 61 \text{ kN}$.

(INA 81112) .

Dans le cas de la butée à billes , nous avons un rapport $\frac{C}{P} = 4,1$. Pour une vitesse de rotation de $N = 90 \text{ tr/min}$ nous obtenons une durée de vie de $L = 13\ 000 \text{ h}$, correspondant à 5 ans de service . La butée à rouleaux aurait une durée de vie de plus de 120 000 h , correspondant à 50 ans de service .

La charge minimale à exercer sur la butée nous est donnée par la relation $F_{am} = C_0 \times 0,0016$

Nous obtenons $F_{am} = 0,1464 \text{ kN}$

$$F_{am} = 146,4 \text{ daN}$$

4I - Clavette du disque d'embrayage

Le disque d'embrayage sera monté glissant sur l'arbre de sortie du réducteur. La normalisation nous donne la section de la clavette, nous déterminerons la longueur nécessaire à la vérification des conditions de cisaillement de non-matage.

D'après / 5 / - I69, nous avons l'inéquation d'équarissage

$$\frac{F}{b \cdot l} < R_{pg} \quad \text{d'où} \quad l > \frac{F}{b \cdot R_{pg}}$$

D'après / 7 / p 95, et selon la norme E22-I75 (72), nous avons pour un diamètre d'arbre de 55 section de clavette de 16 x 10. La résistance à la rupture est de $R_p = 600 \text{ N/mm}^2$

Pour un couple de $C = 153 \text{ daN m}$ et un diamètre $\phi 55$ nous avons $F = \frac{2 \cdot C}{D}$ soit

$$F = \frac{2 \times 153 \times 10^3}{55} = 5564 \text{ daN}$$

Avec, $R_{pg} = 0,7 R_e$ pour les aciers mi durs, nous

obtenons

$$l > \frac{5564}{16 \times 42} = 8,3 \text{ mm}$$

La condition de non-matage nous donne

$$\frac{F}{S} < p \quad \text{soit} \quad \frac{F}{l \times \frac{h}{2}} < p$$

Nous obtenons donc

$$l > \frac{2 \cdot F}{p \cdot h}$$

$$l > \frac{2 \times 5564}{2 \times 10} = 557 \text{ mm}$$

avec $n = \frac{d_{\text{eff}}}{m} = 0,35$ et pour charge .

La condition de non-usure ne peut être satisfaite car la longueur de l'arbre de sortie du réducteur ne permet pas le montage d'une telle clavette .

La longueur de l'arbre disponible étant de 90 mm , il faudrait au moins $\frac{557}{90} = 6,2$ soit 7 clavettes .

Pour un montage à clavette fixe , la pression admissible étant de $p = 4 \text{ à } 15 \text{ daN/mm}^2$ et en admettant une pression de 13 daN/mm^2 , nous obtenons une longueur de clavette 86 mm .

Le montage avec clavette n'étant pas possible nous adopterons un arbre cannelé .

La norme E 22-131 donne le détail des dimensions constructives des arbres et des moyeux cannelés : (/ 7 / n 90) .

En adoptant un profil cannelé à flancs parallèles de (8 x 56 x 62) (E22-131) admettant une surface réelle d'après s' (un flanc par cannelure) par mm de longueur de 12 mm^2 , nous obtenons une longueur minimale de :

$$l > \frac{F}{n \times p \times s'} = \frac{2 \times C}{d_m \times n \times p \times s'}$$

$$\frac{2 \times 153 \times 10^3}{59 \times 8 \times 2 \times 12} = 27,2 \text{ mm}$$

Dans ces conditions , le fonctionnement sera de très bonne qualité , surtout si la longueur adoptée est importante .

42 - Fixation de la poulie de frein :

Le couple de freinage étant de 153 daN.m et le diamètre de fixation 160 mm , nous obtenons une force tangentielle de

$$F = \frac{153 \times 10^3 \times 2}{160} = 1913 \text{ daN}$$

L'élément de cisaillement choisit étant une goupille Hécanindus conforme à la norme E27-489 (76) , nous aurons d'après / 7 / p104 , une goupille ayant une charge de rup-

ture supérieur à $C_r = 4 \times F$ dans le cas de cisaillement et de
 et dans des conditions de montage normales ? Nous obtenons
 donc

$$C_r = 4 \times 1913 = 7652 \text{ daN}$$

$$C_r = 76,5 \text{ kN}$$

Nous adopterons la goupille ayant une charge de
 rupture de 80 kN et de dimensions, dans la série E,

$A = 11 \text{ mm}$	diamètre de perçage
$B_E = 7 \text{ mm}$	diamètre de passage, après montage
$C_E = 11,5$	diamètre extérieur, avant montage

Dans la série M (mince) le diamètre de passage
 est de $B_M = 9 \text{ mm}$, permettant le montage d'une vis M8,
 dont le diamètre de tête est de 13 mm pour les vis H et
 CHc.

La fixation de la poulie de frein se fera par 6 vis
 M8 assurant uniquement la mise en place, les efforts étant
 absorbés par les épaulements et la goupille.

Vérification au non-matage

La pression admissible étant de 13 daN/mm^2 , en moyen
 ne, nous devons avoir une longueur de contact de :

$$\frac{F}{S} \ll p \quad \text{avec} \quad S = l \times A \quad \text{soit} \quad l \gg \frac{2000}{13 \times 11} = 14 \text{ mm}$$

43 - Fixation de la couronne dentée :

Le couple au niveau du tambour ayant une valeur de
 $C = 542 \text{ daNm}$ nous obtenons une force tangentielle au diamètre
 de fixation de $F = \frac{C}{D/2}$ soit $F = \frac{542 \times 10^3 \times 2}{420} = 2581 \text{ daN}$

En adoptant la même formule constructive que pour
 la poulie de frein, nous choisirons une goupille Mécanindus
 dont le charge à la rupture sera supérieur à

$C_r = 4 \times F$ dans le cas d'un cisaillement simple
 soit $C_r = 4 \times 258I = 10\ 324 \text{ daN}$
 $= 104 \text{ kN}$

Une telle goupille, dans la série aura les dimensions suivantes :

$$A = 12 ; B_E = 7 ; C_E = 12,5 ; C_r = 105 \text{ kN}$$

dans la série mince M

$$A = 12 ; B_M = 9,6 ; C_M = 12,5 ; C_r = 105 \text{ kN}$$

Cette dernière goupille permettra le passage d'une vis M8 qui assurera le maintien en place de la couronne .

Vérification au non-matage :

En admettant une pression de 13 daN/mm^2 , nous devons avoir une longueur de contact de :

$$l = \frac{F}{p \times A} = \frac{258I}{13 \times 12} = 16,55 \text{ mm}$$

Afin de diminuer la longueur, nous utiliserons une dimension $A = 14 \text{ mm}$.

Nous obtenons alors

$$l = \frac{258I}{13 \times 14} = 14,2 \text{ mm}$$

44 - Chape du palier de tambour :

La réaction sur le palier côté couronne étant dirigé vers le haut, nous vérifierons la partie supérieure du palier que nous assimilerons à une chape

La réaction, que nous supposons verticale et dirigée vers haut, a une intensité de $R = 3572 \text{ daN}$.

D'après / 5 / p I73, nous devons vérifier que, selon la formule de LAME,

$$\frac{R}{d \times e} \times \frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2} < R_{pe}$$

avec

D diamètre extérieur
d diamètre intérieur
e longueur de la chape
 R_{pe} résistance pratique à l'extention

Dans notre cas nous avons

$$D = 160 \text{ mm} ; \quad d = 140 \text{ mm} ; \quad e = 10 \text{ mm}$$

nous obtenons

$$\frac{3572}{140 \times 10} \times \frac{160^2 + 140^2}{160^2 - 140^2} = 19,22 \text{ daN/mm}^2$$

Afin d'avoir une homogénéité dans les aciers utilisés, nous utiliserons une nuance E 36 (A35 - 50I)

$$R_{emin} = 355 \text{ N/mm}^2 \quad R_m = 510 - 610 \text{ N/mm}^2$$

(extrait de / 7 / p 219)

45 - Encastrement de l'axe du pignon d'attaque :

En supposant le pied rigide , nous aurons un axe assimilable à une poutre encastree à une extrémitée et libre à l'autre .

En admettant que les résultantes de l'effort de r freinage et de l'effort d'engrènement soient coplanaire , cas très défavorable , nous considérons le cas où ces forces sont opposées .

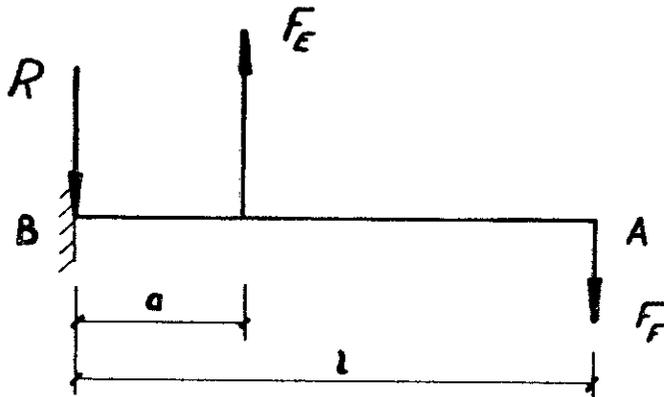
Le moment d'encastrement est donc :

$$\begin{aligned} M_{fB} &= F_E a - F_F l \\ &= 2286 \times 50 - 811 \times 130 \\ &= 8870 \text{ daN mm} \end{aligned}$$

Le montage adopté nous donne un diamètre d'encastrement de $\varnothing = 64 \text{ mm}$, section pleine .

DIAGRAMMES

AXE PIGNON D'ATTAQUE

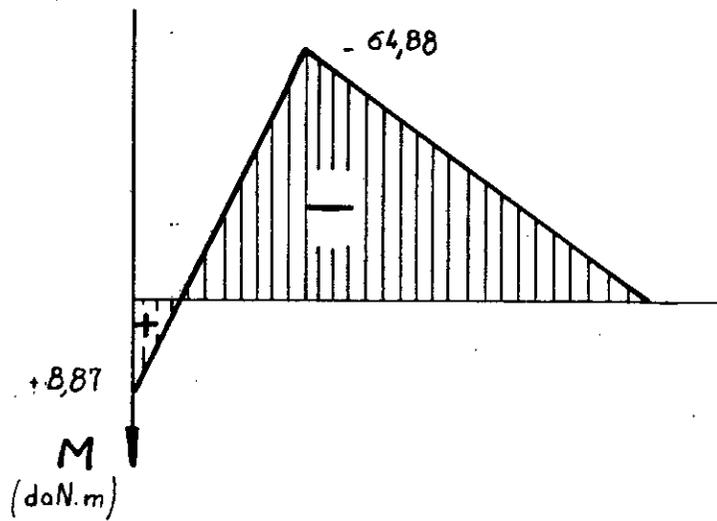
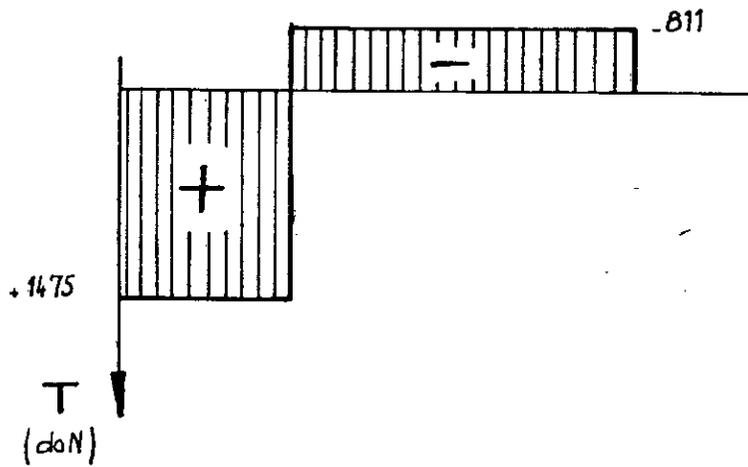


$$a = 50 \text{ mm}$$
$$l = 130 \text{ mm}$$

$$F_F = 811 \text{ daN}$$

$$F_E = 2286 \text{ daN}$$

$$R = 1475$$



D'après / 5 / p 254 nous avons

$$\sigma_{cal} = \frac{M_{fB} \times y_{max}}{I_{gn}} < R_p$$

avec $I_{gn} = I_o$ dans notre cas .

La présence de vongés conduit à des concentrations de contraintes dont nous tiendrons compte en vérifiant que

$$\sigma_{max} = k \sigma_{cal} < R_e$$

Nous obtenons ,

avec $k = 1,8$: cas le plus défavorable

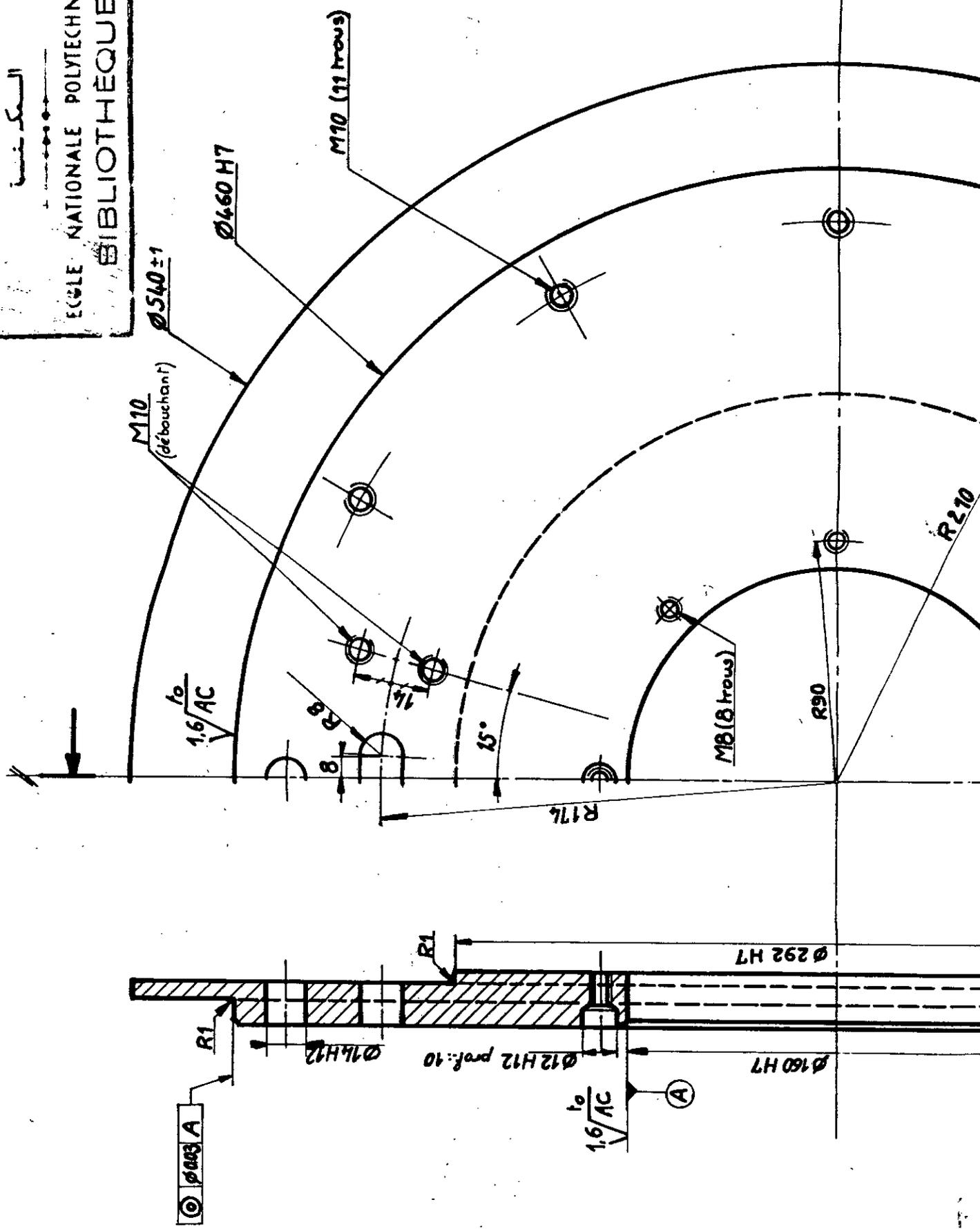
$$\sigma_{cal} = \frac{8870 \times 32}{x (64)^3} = 0,35 \text{ daN/mm}^2$$

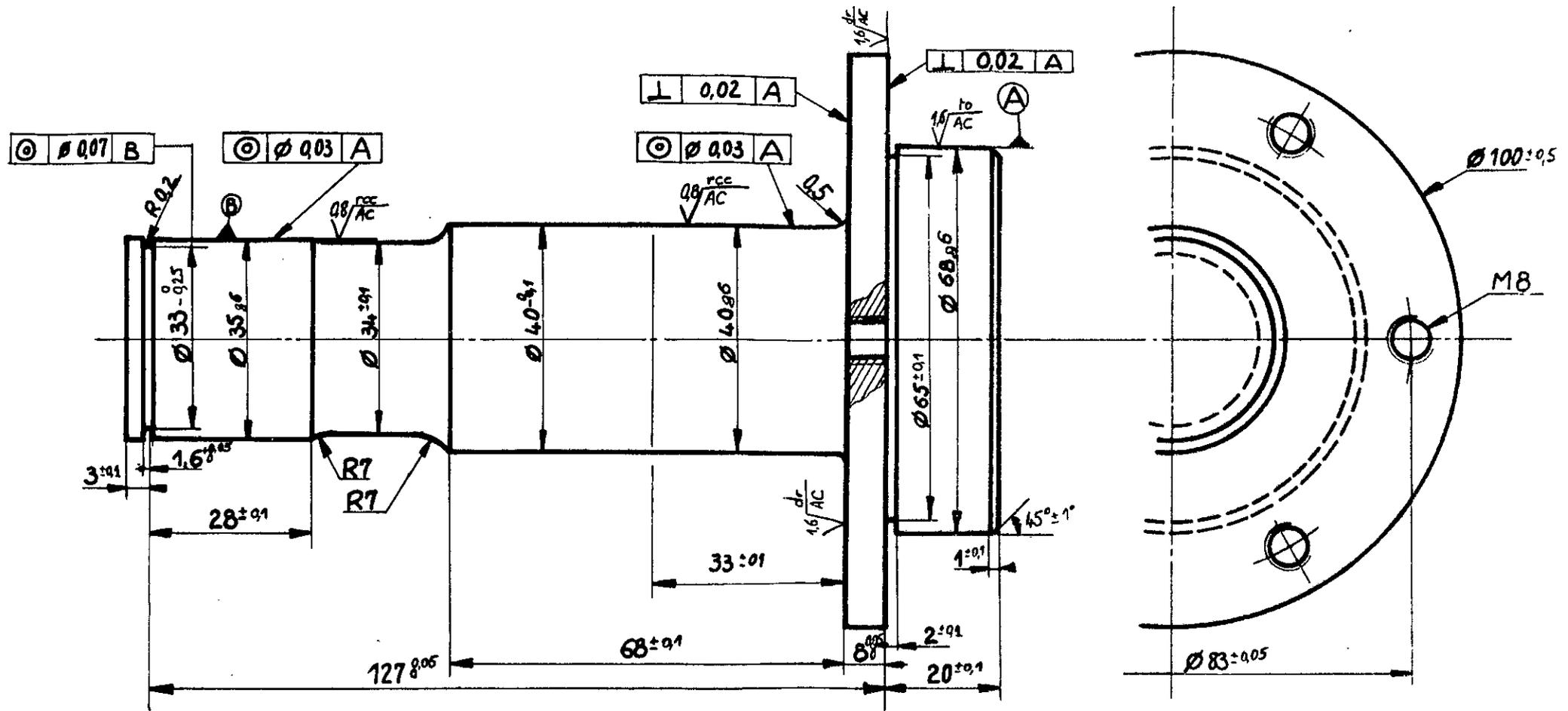
$$\sigma_{max} = 1,8 \times 0,35 = 0,63 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_{max} = 1,8 \times 0,35 = 0,63 \text{ daN/mm}^2$$

Toutes ces valeurs étant très faible , nous ne vérifierons pas la tenue sous l'effort tranchant . L'axe sera taillé dans un barreau de nuance E36 (A 35-50I)

المكتبة الوطنية للعلوم والتقنية
 المكتبة
 ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
 BIBLIOTHÈQUE





المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
 المكتبة
 ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
 BIBLIOTHÈQUE

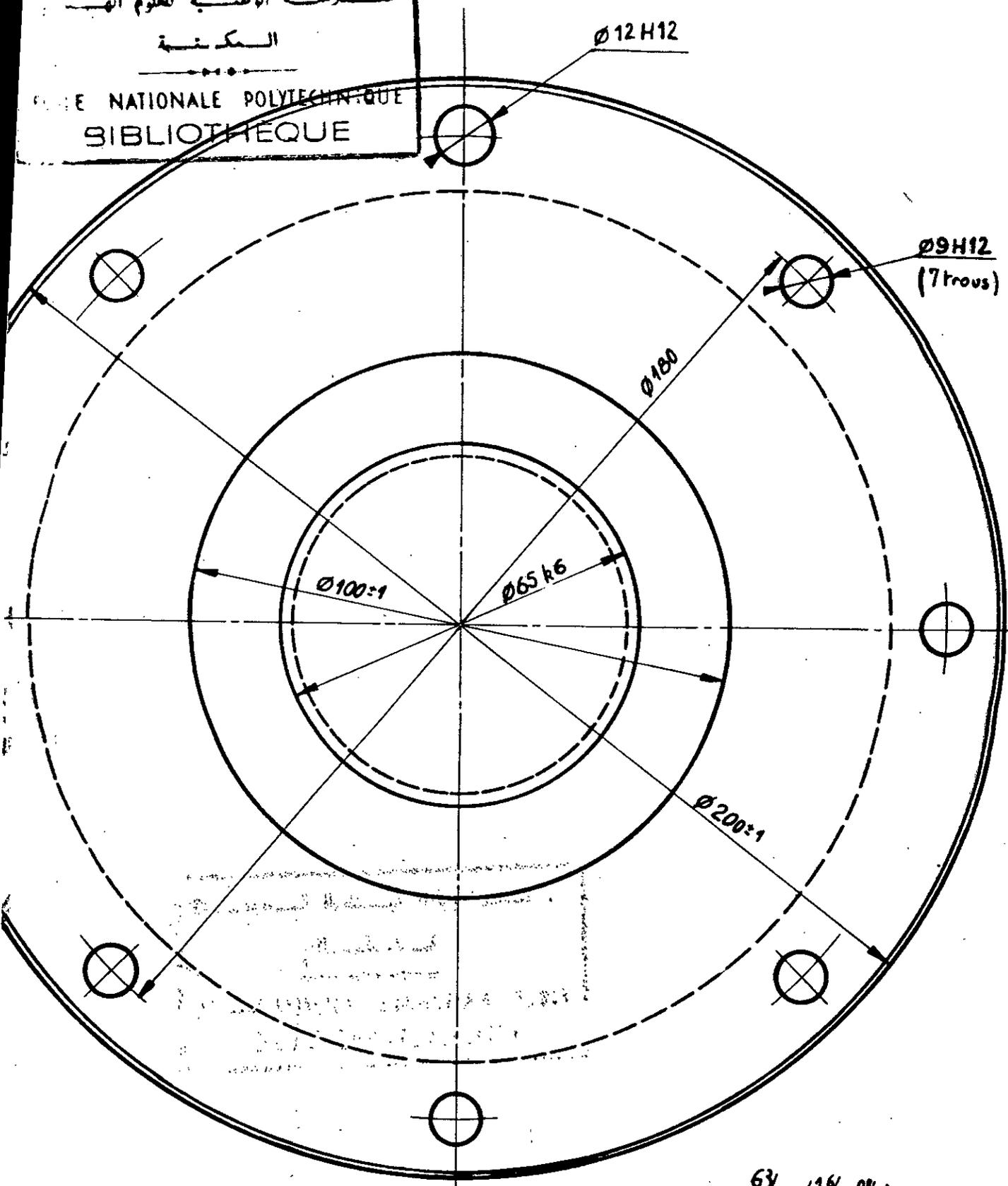
ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle	Masse		
1			
Etudiant	DJAÏD	08/07	6.81
Professeur	IVAN		
		<h1>AXE</h1>	
		E 36 (NF A 35-501)	
		TC25E-02.01	

32/ (08/07/14)

E.N.P.A.
 DÉPARTEMENT DE
 MÉCANIQUE

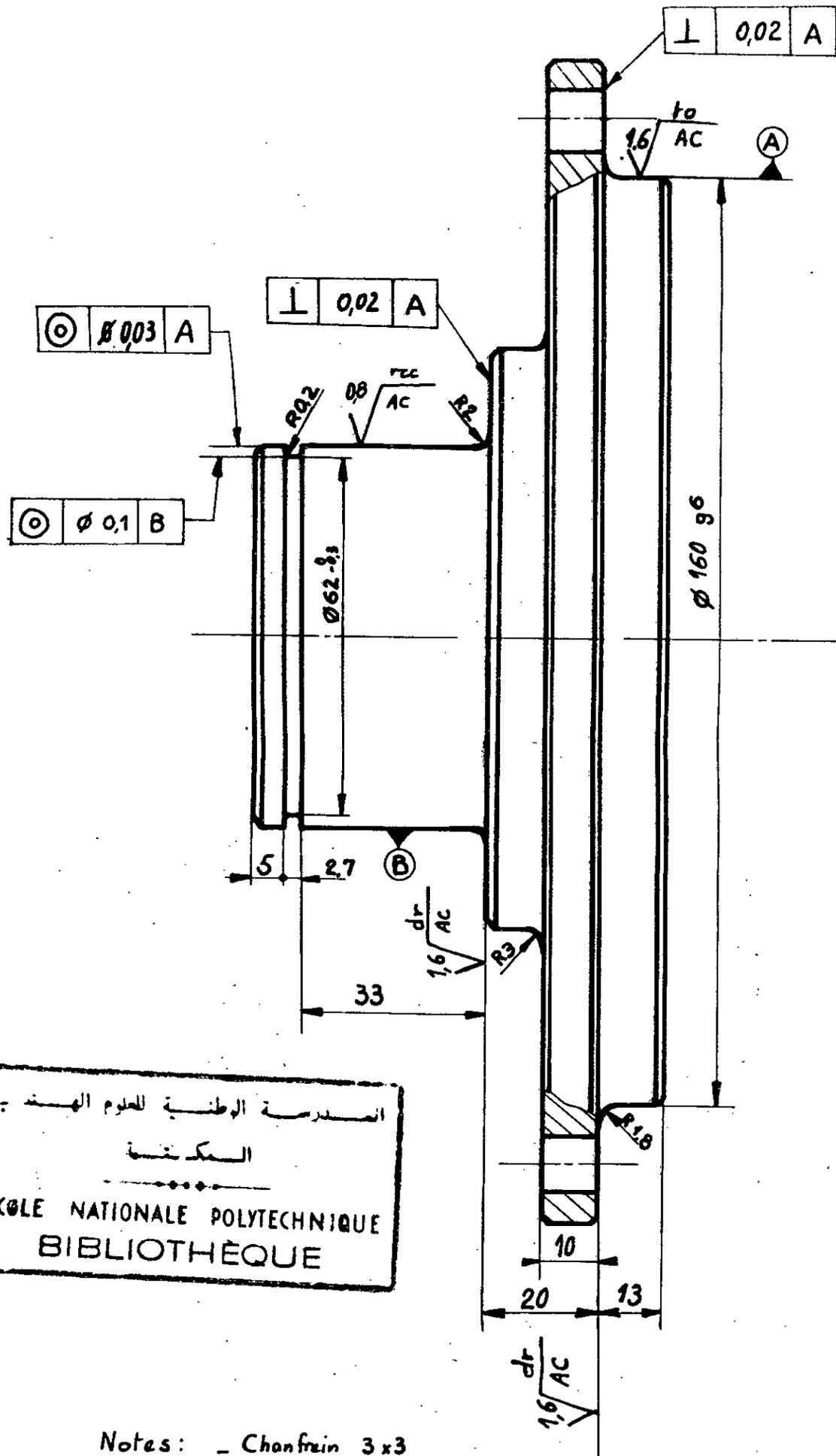
المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
المكنية

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHÈQUE



63 (16, 90)

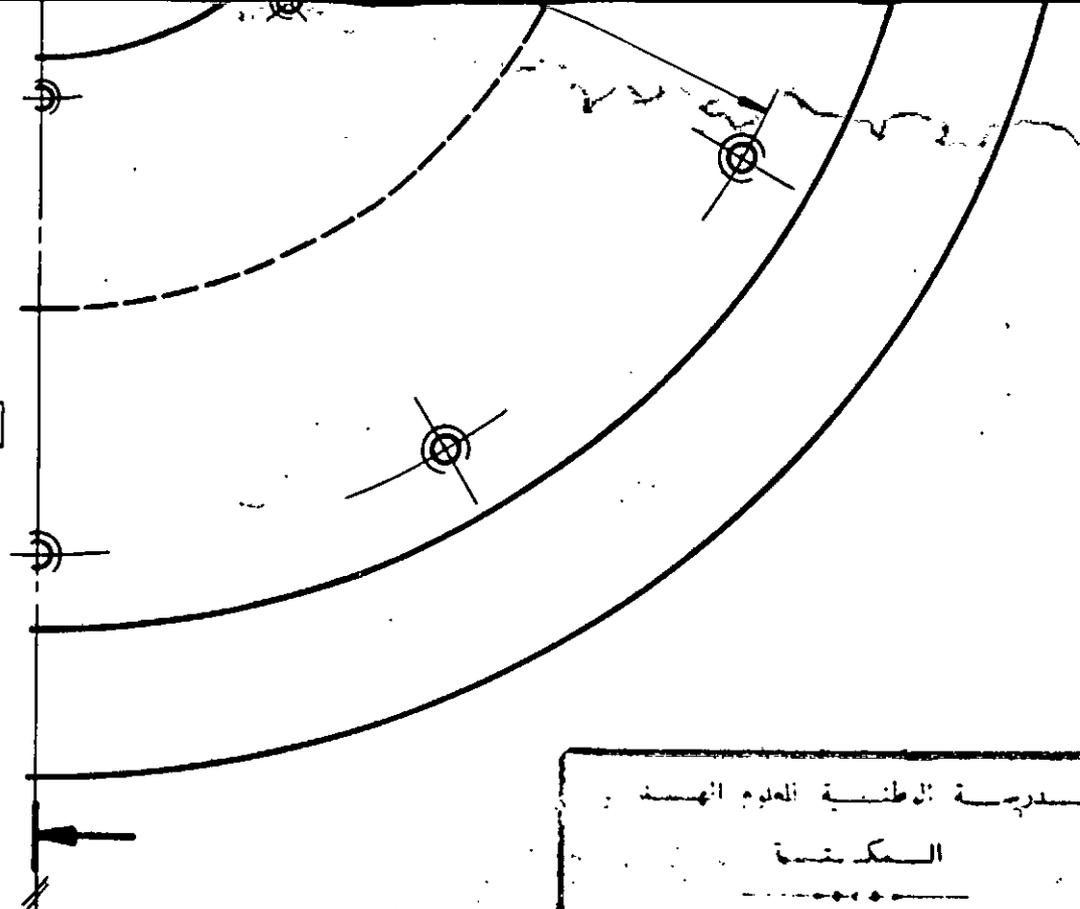
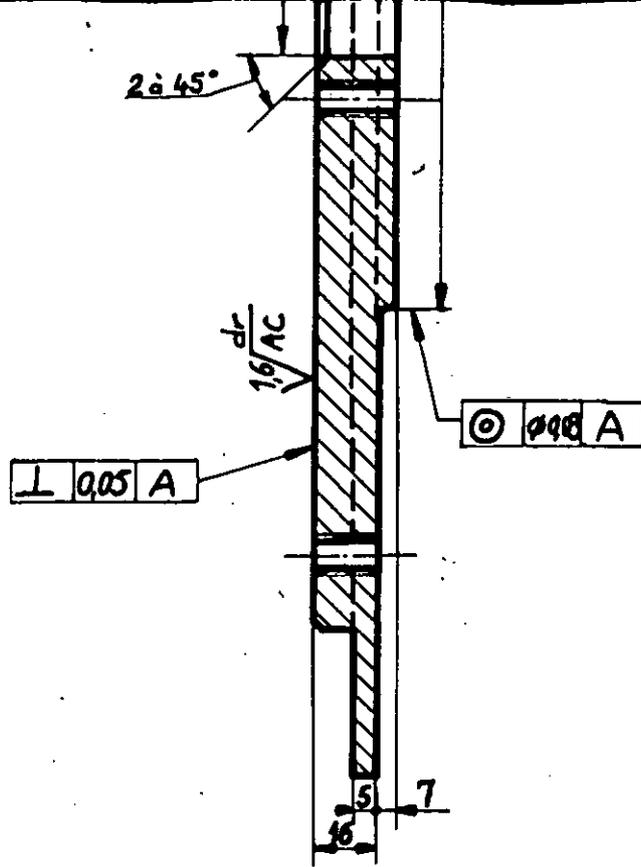
ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE					
Echelle	Masse			AXE	E.N.P.A. DÉPARTEMENT DE MÉCANIQUE
1					
Etudiant	DJAÏD	027	6.81		
Professeur	IVAN				
				E36 (NF A35-501)	TC25E-01.04



المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
 المكتبة

 ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
 BIBLIOTHÈQUE

Notes: - Chanfrein 3x3



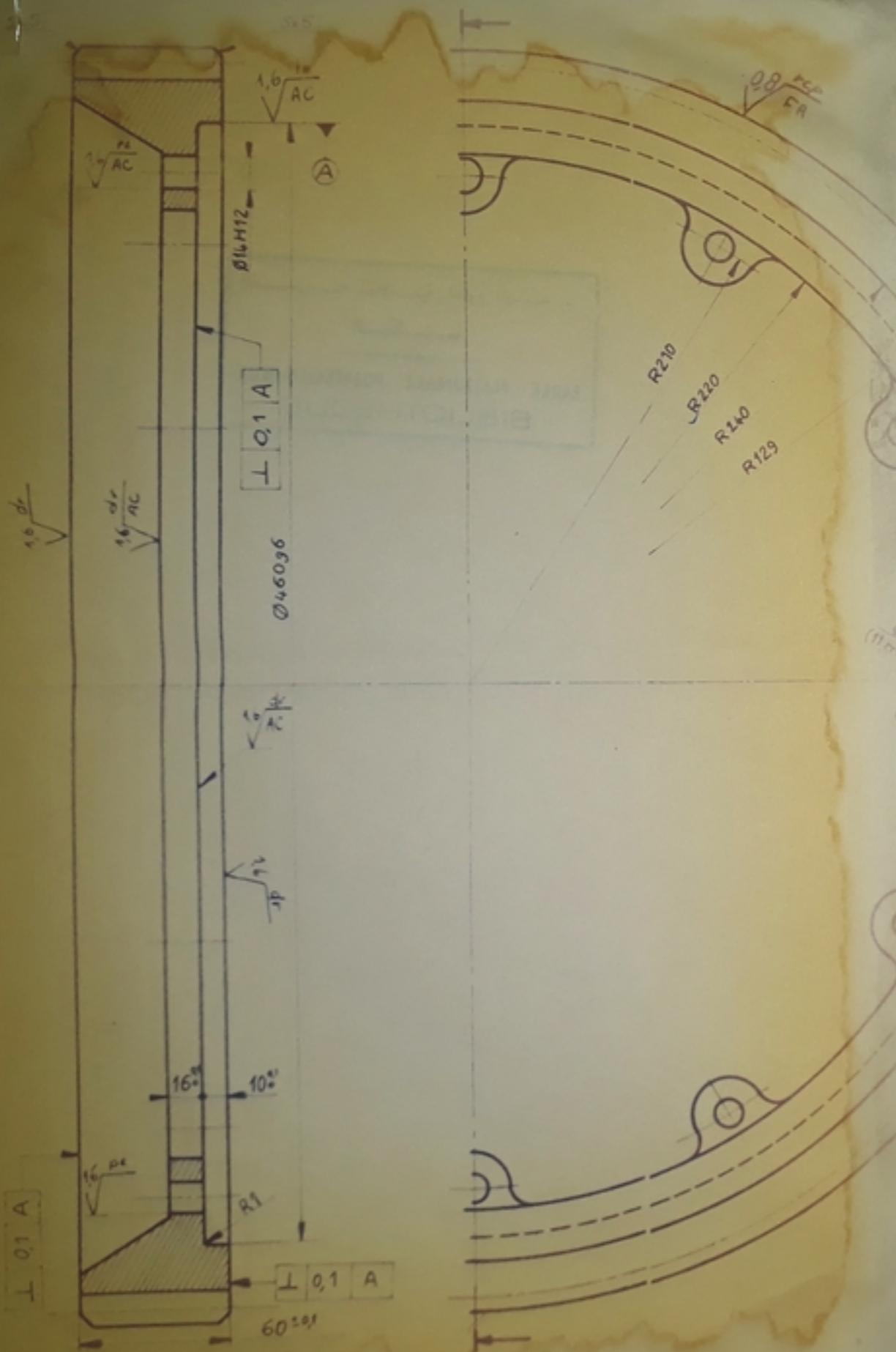
المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
 المكتبة
 ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
 BIBLIOTHÈQUE

63/16
 √/√

Notes:

- Tolérance H12 : perçage soigné laissé brut
- Angles vifs abattus par chanfrein 1x1
- Tolérance générale : ± 0,05

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE					
Echelle	Masse			FLASQUE 1	E.N.P.A.
0,5					
Étudiant	DJAÏD	0,7	6,81		DÉPARTEMENT DE MÉCANIQUE
Professeur	IVAN				
				E 26 (NF A35-501)	TC25E-01.01



Caractéristiques de la denture

Module	m = 6
Nombre de dents	z = 84
Crémaillère de réf.	NF E2307
Angle d'hélice	$\beta = 0$
Sens de l'hélice	—
Diamètre primitif	d = 504
Coefficient de déport	$x = 0$
Epaisseur de dent	9,42
Classe de précision	7
Roue conjuguée (plan ref)	z = 18
Entraxe	TC25E-0203 a = 306

⊙ Ø 0,03 A

مكتبة لجامعة العلوم والتكنولوجيا
البيروت
ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHÈQUE

PM00281
Annexe

الخدمة الوطنية للعلوم والتكنولوجيا
المكتبة
ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHÈQUE

√ (√, √) Chantre 2x45°

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle	Masse	⊕ ⊗	COURONNE DENTÉE NF E23-012)
05			
Étudiant	DJAID	~ 0.0	E.N.P.A. Administration de Mécanique
Professeur	IVAN		
FGS 50-7 (NF A32-200)			TC25E-01-05

