

1/79

UNIVERSITE D'ALGER

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Lex

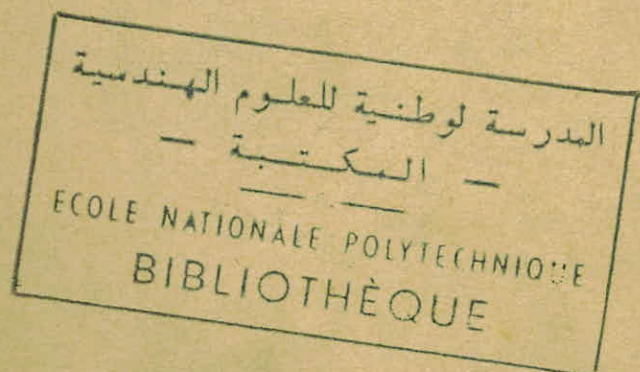
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

Projet de fin d'études présenté par :

S. ABANE

**Compresseur Volumétrique
Altérnatif Mono-Etage**

16 PLANS



Proposé et dirigé par :
M^r PIEROZAK

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

oooOooo UNIVERSITE D'ALGER oooOooo

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

Projet de fin d'études présenté par:

- S. ABANE

COMPRESSEUR VOLUMETRIQUE

ALTERNATIF MONO-ETAGE

Proposé et dirigé par:

M^r PIEROZAK

§ ooooOoooo §

A mes parents

A mes amis

§ ooooOoooo §

REMERCIEMENTS

Je remercie tous les professeurs qui ont contribué à ma formation.

Je remercie beaucoup plus particulièrement Mr PIEROZAK , qui a bien voulu me guider dans la présente étude, pour ses conseils fructueux .

CHAPITRE I

INTRODUCTION

Faire l'étude constructive d'un mécanisme, c'est pouvoir répondre à une tâche précise et satisfaire à certains critères impératifs tant du point de vue économique, que du point de vue réalisation. Mon but, dans ce projet, consiste en l'étude d'un compresseur volumétrique alternatif monoétagé, devant être réalisé avec des moyens existant à l'école.

Une fois conçu il doit être défini d'une manière claire; les formes de chaque pièce doivent être tracées et cotées sans ambiguïté en vue de sa réalisation finale.

Cependant le nombre de facteurs qui agissent est grand, il est rare de prévoir toutes leurs conséquences quant au fonctionnement idéal. L'intérêt passionnant du problème de construction réside dans l'approche de ces facteurs.

Le projet comporte deux parties :

I: étude thermodynamique

2: étude technologique

La réalisation de ce compresseur se fera en mécano-soudée, c'est pourquoi nous essayerons de donner des formes répondant à cette méthode d'assemblage.

CHAPITRE II

GENERALITES

Les compresseurs sont des appareils destinés à la production d'air comprimé .

Les compresseurs d'air constituent la catégorie, la plus importante des machines qui absorbent de l'énergie mécanique pour modifier l'état d'un fluide(air) par transfert de cette énergie sous forme statique (pression) ; cinétique (vitesse).

En effet on peut faire varier le volume (diminution) de l'air à l'intérieur d'une enceinte "fermée" en lui communiquant ainsi une augmentation de température et une augmentation de pression (compresseur volumétrique). Ou bien on peut augmenter sa pression et sa température sous l'effet d'une certaine énergie cinétique (compresseur rotatif).

Les compresseurs d'air aspirent l'air ambiant et le refoulent à une pression effective supérieure à la pression atmosphérique :

- à basse pression : transports pneumatiques; gonflage de pneus; peinture au pistolet; sablage;....
- à moyenne pression: pour outillages pneumatiques(mines, carrières)
- à haute pression : démarrage des moteurs; lancement des torpilles; fabrication de l'air liquide.

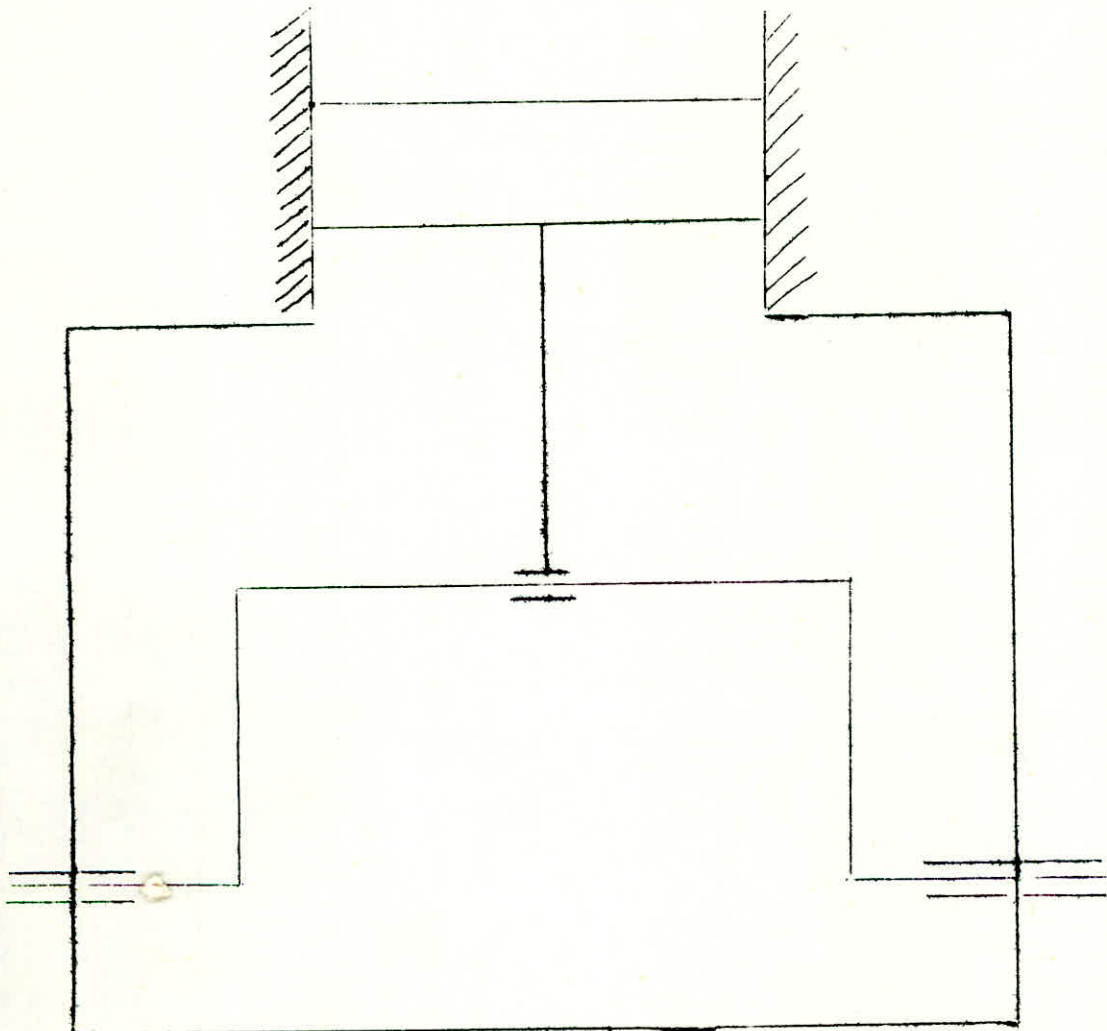
TABLE DES MATIERES

- I/ Introduction
- II/ Généralités
- III/ Etude thermodynamique
 - I. Etude du compresseur parfait
 - I.1 cycle de travail
 - I.2 équations
 - I.3 déterminations des diamètres des cylindres
 - I.4 puissance isothermique
 - I.5 travail adiabatique
 - 2. Etude du cycle réel
 - 2.1 cycle de travail
 - 2.2 rendement volumétrique - débit réel
 - 2.3 travail polytropique
 - 2.4 travail et puissance indiqués
 - 3. Soupapes
 - 3.1 soupape d'aspiration
 - 3.2 soupape d'échappement
- IV/ Etude cinématique
 - 1. déplacement - vitesse - accélération
 - 2. mouvement oscillatoire de la bielle
- V/ Etude dynamique
 - 1. piston
 - 2. segments
 - 3. étude de la bielle
 - 4. détermination des forces
 - 5. détermination des couples
- VI/ Calculs des éléments
 - 1. tourillon
 - 2. manivelle
 - 3. équilibrage
 - 4. clavettes
- VII/ Volant d'inertie
- VIII/ Refroidissement
 - 1. épaisseur de la paroi du cylindre
 - 2. calcul du nombre d'ailettes
- IX/ Puissance absorbée - Rendement
- X/ Conclusion
- XI/ Bibliographie

DONNEES:

- Nombre de cylindre : 1
- Course du piston : 80mm
- Débit : 40 l/mn
- Pression d'admission : 1.013 bars
- Pression de refoulement : 4 bars
- Température d'admission : 15°C = 288°K (choisie)
- = de refoulement: dépend de l'évolution du fluide.
- Entraînement : par moteur électrique à 1400 t/mn .

SCHEMA DE FONCTIONNEMENT:



III/ ETUDE THERMODYNAMIQUE:

Déplacer une certaine quantité de fluide (air), d'un état initial caractérisé par sa pression P_a et sa température T_a , à un état final défini par sa pression P_r et sa température T_r , par variation de volume d'une enceinte "fermée", nécessite un certain travail, donc une certaine énergie.

Selon la nature du déplacement (évolution) on distingue divers types de compresseurs :

- Compresseurs isothermes ($PV = Cte$)
- = adiabatiques ($PV^\gamma = Cte$)
- = polytropiques ($PV^k = Cte$)

III.I/ Etude du compresseur parfait:

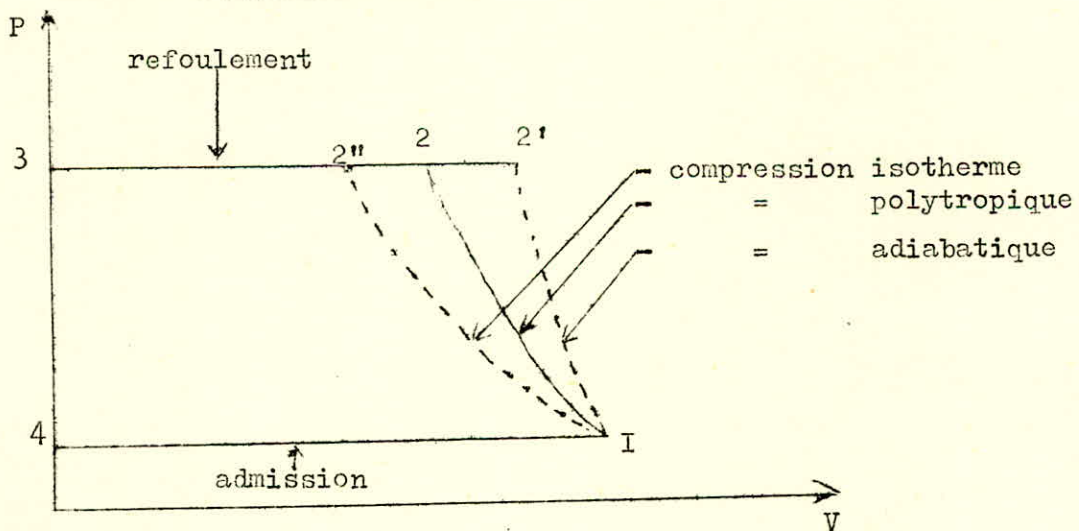
Hypothèses: - on considère l'air, comme gazeux non visqueux

- soupapes à la même température que l'air.

- aucune perte par fuite

- pression constante pendant l'aspiration et constante pendant le refoulement.

III.I.I/ CYCLE DE TRAVAIL:



III.I.2/ Equations:

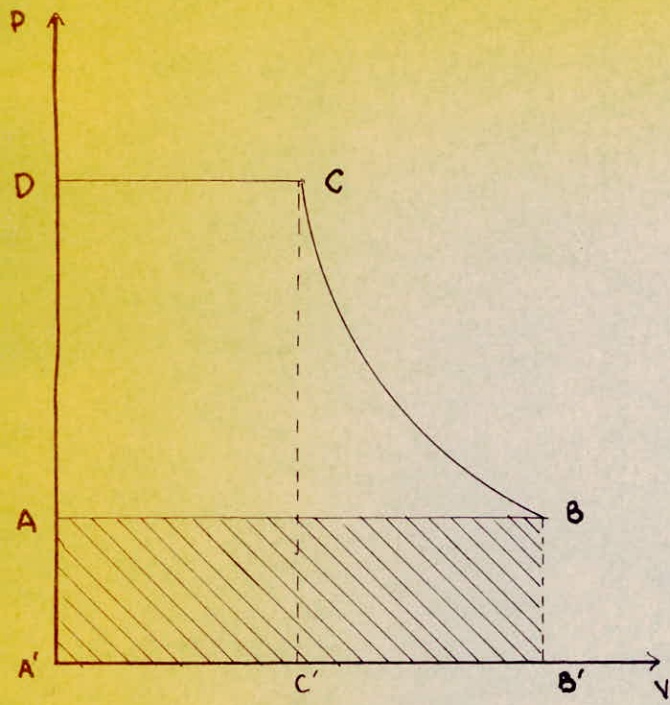
a) Aspiration: le volume aspiré dans le cylindre étant V_a , le

$$\text{travail fourni au fluide est: } W_a = \int_0^{V_a} -P_a dV \quad (\text{Fig 1a})$$

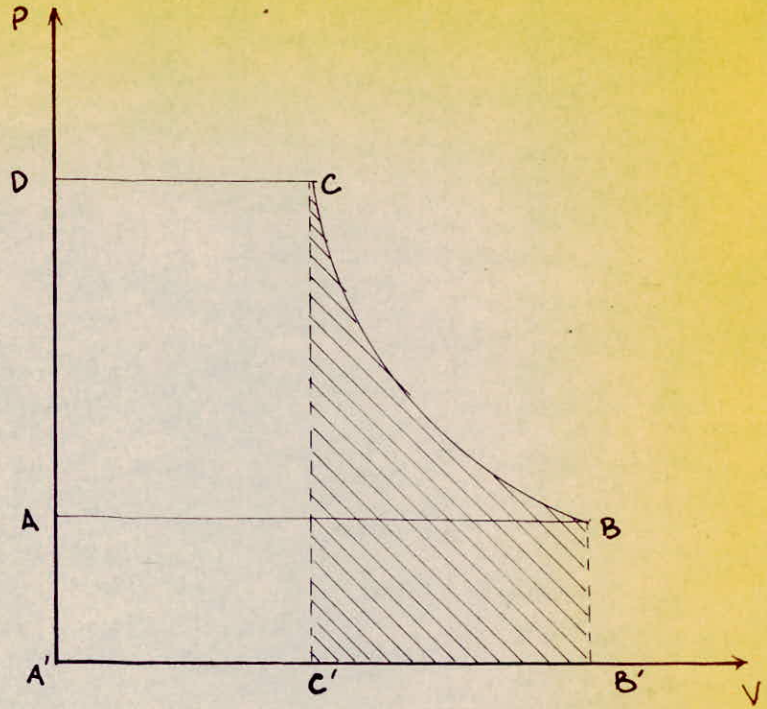
b) Compression: le piston en remontant comprime l'air aspiré; la

pression à l'intérieur du cylindre augmente de P_a

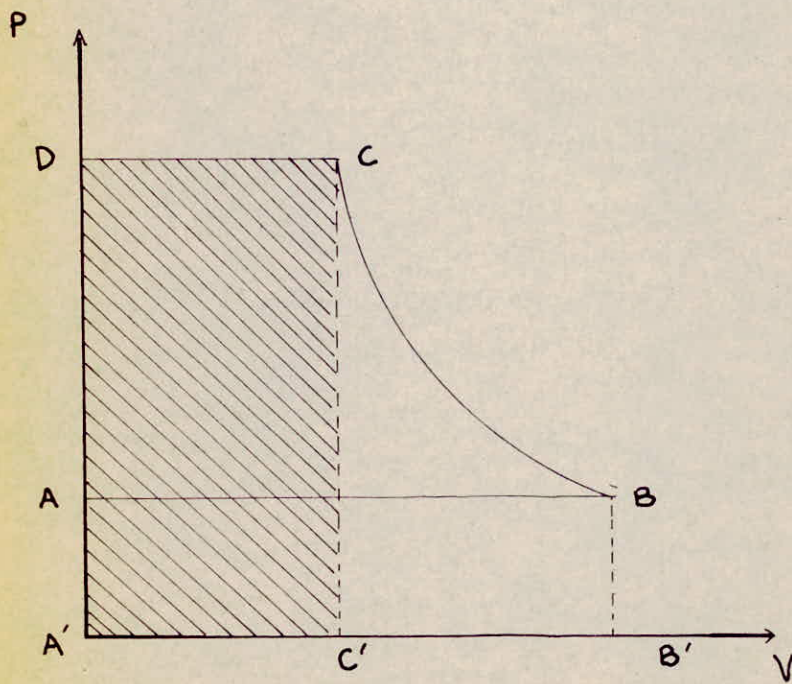
(Fig: 1b)



a/



b/



c/

Fig: 1

à P_r . Le travail fourni étant: $W_c = \int_{V_a}^{V_r} -P dv = -\int_{V_a}^{V_r} P dV$

c) Refoulement : à la pression P_r l'air est refoulé vers l'extérieur pour l'utilisation. Le travail est : $W_r = P_r V_r$ (fig 1c)

Remarque : le volume mesuré à l'aspiration et celui mesuré au refoulement ne sont pas égaux à cause des pertes (clapets, ...)

Bilan : le travail total pour un cycle est :

$$W = W_a + W_c + W_r = -P_a V_a - \int_{V_a}^{V_r} P dV + P_r V_r$$

$$\text{or : } P_r V_r - P_a V_a = \int_{V_a}^{V_r} P dV + \int_{V_a}^{V_r} V dP$$

ce qui donne :

$$W = \int_{V_a}^{V_r} P dV + \int_{V_a}^{V_r} V dP - \int_{V_a}^{V_r} V dP$$

Finalement :

$$W = \int_{V_a}^{V_r} V dP$$

III.1.3/ Détermination des diamètres des cylindres:

a) Compresseur isotherme:

Quand le piston quitte le point mort haut, le volume nuisible restant se détend suivant une courbe 3-4', sa pression diminuant jusqu'à la pression P_a . Alors seulement l'air extérieur peut être aspiré.

$$\text{On a : } P_a V_a = P_r V_r \quad \text{ET : } V_a = \frac{P_r V_r}{P_a} = \frac{1.013 \cdot 10^5 \cdot 40 \cdot 10^{-3} / 1400}{1.013 \cdot 10^5} = 1.128 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{cycle}$$

d'autre part : $V_o = \xi V_e$ avec $\xi = 0.05$ & 0.08

la détente de V_o nous permet d'écrire :

$P_r V_o = P_a (V_e + V_o - V_a)$; avec : $(V_e + V_o - V_a)$: volume occupé par V_o sous une pression P_a .

Il vient : $P_r V_o = P_a V_e + P_a (0.05 V_e) - P_a V_a$

$$\text{ou encore : } V_e = \frac{P_a V_a}{1.05 P_a - 0.05 P_r} = \frac{1.013 \cdot 10^5 \cdot 1.128 \cdot 10^{-4}}{(1.05 \cdot 1.013 - 0.05 \cdot 1) \cdot 10^5} = 1.323 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{cycle}$$

Mais : $V_e = S_p \cdot C$, avec S_p = surface du piston = $\frac{3.14 \cdot D^2}{4}$

C : course du piston = 80mm

en combinant les deux équations on obtient/

$$D = \left(\frac{4 V_e}{3.14 C} \right)^{1/2} = 45.9 \text{ mm}$$

On prendra :

$$D = 46 \text{ mm}$$

b) Compresseur adiabatique :

On a: $P_a V_a = P_r V_r$ avec: $\gamma = 1.4$ (l'air assimilé à un gaz parfait)

$$\text{Il vient : } V_a = \left(\frac{P_r}{P_a} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \cdot V_r$$

$$\text{où } V_r = \text{volume refoulé} = \frac{40 \cdot 10^{-3}}{1400} \text{ m}^3/\text{cycle}$$

$$\text{Alors : } V_a = \left(\frac{4}{1.013} \right)^{1/1.4} \cdot \frac{40 \cdot 10^{-3}}{1400} = 7.63 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{cycle}$$

On a de même:

$$P_r V_o^{1.4} = P_a (V_e + V_o - V_a)^{1.4} \quad (\text{Voir Fig. })$$

$$\left(\frac{P_r}{P_a} \right)^{1/1.4} \cdot V_o = V_e + V_o - V_a$$

avec: $V_o = 0.05 V_e$, on aura :

$$V_e = \frac{V_a}{1 + 0.05(1 - P_r/P_a)^{1/1.4}} = 8.3 (\text{m}^3/\text{cycle}) \cdot 10^{-5}$$

or : $V_e = \text{Sp} \cdot C$

$$= \frac{3.14 D^2}{4}$$

$$\text{d'où l'on tire : } D = \left(\frac{4 V_e}{3.14 C} \right)^{1/2} = \underline{\underline{36.37 \text{ mm}}}$$

c) Compresseur polytropique :

On aura les mêmes équations que l'adiabatique mais avec un facteur

$k = 1.35$, au lieu de 1.4 , k est appelé facteur de la polytrppe.

$$\text{ce qui donne : } V_a = \left(\frac{4}{1.013} \right)^{1/1.35} \cdot \frac{40 \cdot 10^{-3}}{1400} = 7.9 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{cycle}$$

$$\text{d'où } V_e = 8.66 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{cycle}$$

$$\text{On aura : } D = \left(\frac{4 V_e}{3.14 C} \right)^{1/2} = \underline{\underline{37.12 \text{ mm}}}$$

Nous remarquons d'après ces calculs que selon la nature de la transformation (évolution du fluide) nous obtenons des diamètres de cylindre différents .

Dans la suite de notre projet nous adopterons un diamètre de cylindre

$$D = 46 \text{ mm} .$$

III.1.4/ Puissance isothermique :a) détermination du débit masse théorique:

$$Q_{mt} = \frac{3.14 D^2}{4} \cdot C \cdot \rho_a \cdot \frac{N}{60} \quad \text{avec! } C: \text{course du piston}$$

$$\rho_a : \text{masse volumique de l'air} = \frac{P_a}{r T_a}$$

$$r = 287 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{K}$$

$$N: \text{vitesse de rotation} = 1400 \text{ t/mn}$$

Nous aurons :

$$Q_{mt} = \frac{3.14 (46 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 80 \cdot 10^{-3} \cdot 1.225 \cdot \frac{1400}{60} = 3.8 \text{ kg/s} \cdot 10^{-3}$$

b) travail isothermique :
$$W_{iso} = \int_{P_a}^{P_r} V dP = \int_{P_a}^{P_r} \frac{rT}{P} dP = rT \log \frac{P_r}{P_a}$$

car : $PV = rT$

en application numérique on aura :
$$W_{iso} = 287.288 \log \frac{4}{1.013} = 113.51 \text{ kJ/kg}$$

D'où la puissance :

$$\begin{aligned} P_{iso} &= W_{iso} \cdot Q_{mt} \\ &= 113.51 \cdot 3.8 \cdot 10^{-3} = \underline{0.43 \text{ KW}} \end{aligned}$$

c) Température de fin de refoulement : T_r

Puisque la transformation est supposée isothermique, la température

$$T_r = 288^\circ \text{K} .$$

III.1.5 / Travail adiabatique :

Dans une transformation adiabatique il n'y a pas d'échange de chaleur avec l'extérieur. On a : $PV^{1.4} = \text{Cte}$

Il vient qu'entre l'admission et l'échappement on ait :

$$P_a V_a^{1.4} = P_r V_r^{1.4}$$

L'équation du travail est :

$$W_{ad} = \int_{-1}^1 (P_r V_r - P_a V_a) = \int_{-1}^1 P_a V_a \left(\frac{P_r V_r}{P_a V_a} - 1 \right) = \int_{-1}^1 P_a V_a \left(\left(\frac{P_r}{P_a} \right)^{\frac{-1}{1.4}} - 1 \right)$$

On aura :

$$W_{ad} = \frac{1.4}{0.4} \cdot 288.287 \left(\left(\frac{4}{1.013} \right)^{\frac{0.4}{1.4}} - 1 \right) = 139 \text{ KJ/Kg}$$

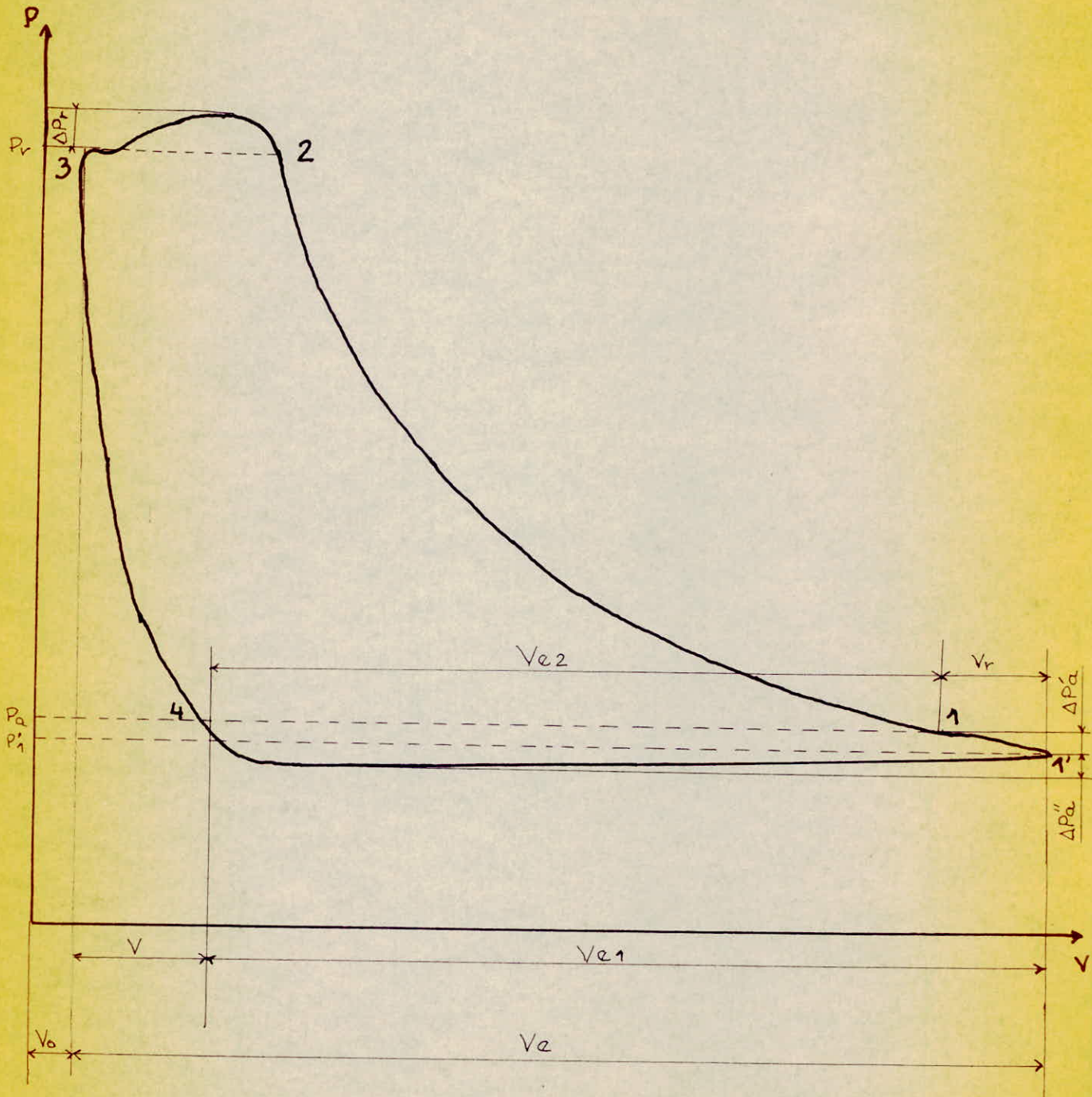
III.2/ Etude du cycle réel :

En réalité la compression à l'intérieur du cylindre ne se fait ni d'une manière isotherme, ni d'une manière adiabatique; Bien que l'on tente par un refroidissement efficace de s'approcher le plus possible de la compression isothermique puisqu'elle est la plus avantageuse, on ne s'en rapproche que d'une manière d'autant plus imparfaite que le refroidissement est moins bon .

En pratique la transformation se fait d'une façon polytropic, avec $k = 1.35$, on aura alors : $PV^k = \text{Cte}$.

III.2.1/ Cycle de travail : Voir (Fig : 2)

Fig 2



III.2.2/ RENDEMENT VOLUMETRIQUE - DEBIT REEL:

Parmi les imperfections du compresseur on notera:

- Espace nuisible: V_0
 - Depression à l'aspiration
 - Les différentes fuites, et l'échauffement de l'air aspiré
- elles ont pour conséquences une diminution du débit .

On notera une aussi qui est: la surpression au refoulement, elle provoque une perte de travail et un échauffement de l'air refoulé mais elle est sans influence sur le ~~le~~ débit .

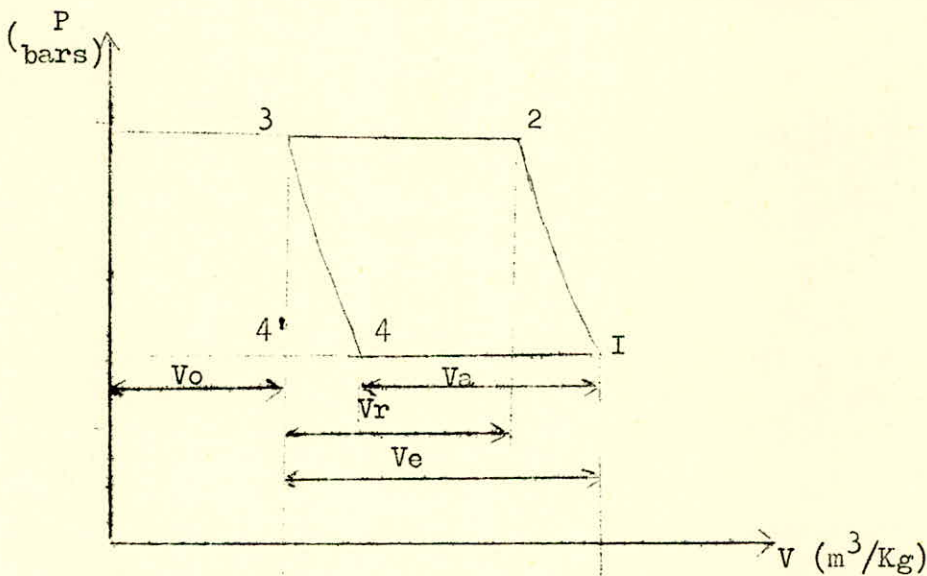
Nous sommes donc amenés à définir un rendement volumétrique du compresseur qui tient compte de ces facteurs .

Par définition ce rendement est noté: $n = \frac{V_a}{V_e}$

Avec : V_a : volume réellement aspiré .
 V_e : volume engendré par le piston .

a) Effet de l'espace nuisible :

IL EST CARACTERISE PAR UN COEFFICIENT : $n_I = \frac{V_e I}{V_e}$



Nous avons calculé (cf: paragraphe soupapes) : $P_a' = 0.024$ bars

ce qui donne / $P_I' = 1.013 - 0.024 = 0.989$ bars

On a : $V_{eI} = V_e - V$

et : $P_2 V_0^k = P_I V^k$, ce qui donne

$$V = V_0 \left(\frac{P_2}{P_I} \right)^{\frac{1}{k}}$$

Alors : $V_{eI} = V_e - V_0 \left(\frac{P_2}{P_I} \right)^{\frac{1}{k}}$

$$\text{Il vient : } n_I = \frac{V_{eI}}{V_e} = \frac{V_e - V_o (P_2/P_I)^{1/k}}{V_e} = 1 - \frac{V_o}{V_e} \left(\frac{P_2}{P_I} \right)^{1/k}$$

$$\text{ou encore : } n_I = 1 - 0.138 = 0.86$$

b) Influence de la transformation I - I' :

A la fin de l'aspiration (point I') il subsiste à l'intérieur du cylindre une certaine dépression P_{aI}' et la pression P_a n'est rétablie que lorsque le piston aura parcouru une partie de la course de compression.

(point I) . Cette influence est caractérisée par un coefficient:

$$n_2 = \frac{P_{aI}'}{P_I} = \frac{0.989}{1.013} = 0.97$$

c) Influence de l'air aspiré : n_3

A l'aspiration l'air acquiert une certaine énergie, on suppose une augmentation de température : (5 - 8°K)

on prendra: ~~XX XXX~~ $T = 7^\circ\text{K}$

$$\text{ce qui donne : } n_3 = \frac{T_I}{T_I + T_{aI}} = \frac{288}{288+7} = 0.97$$

D) Facteur d'étanchéité :

Il subsiste toujours des fuites dues aux d'étanchéité au niveau des joints . On caractérise ce défaut par un coefficient $n_4 = 0.93$

En définitif on aura un coefficient global : n

$$n = n_I \cdot n_2 \cdot n_3 \cdot n_4$$

$$n = 0.86 \cdot 0.97 \cdot 0.97 \cdot 0.93$$

$$\boxed{n = 0.753}$$

Débit réel du compresseur :

Nous avons calculé le débit théorique : $Q_{mt} = 3.8 \cdot 10^{-3} \text{ Kg/s}$

d'où le débit masse réel : Q_{mr}

$$Q_{mr} = Q_{mt} \cdot n = 3.8 \cdot 10^{-3} \cdot 0.753 = 2.86 \cdot 10^{-3} \text{ Kg/s}$$

III.2.3 / Travail polytropique - température de refoulement:

On avait dit que la compression de l'air se faisait d'une façon polytropique, avec $k = 1.35$

Le travail sera donné par : $W_t = \frac{k}{k-1} \cdot r \cdot T_a \left(\left(\frac{P_r'}{P_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$

en application on aura: avec : $P_a = P_a = P_2' = 1.013 - 0.024 = 0.989 \text{ bars}$

~~XX X~~

$$P_r' = P_r + P_r = 4 + 0.529 = 4.529 \text{ bars}$$

(voir calculs sur pertes de charges)

alors : $W_t = 166.17 \text{ KJ/Kg}$

Température de fin de compression :

$$\text{On a : } \frac{T_r}{T_a} = \left(\frac{P_r}{P_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} \approx$$

$$\text{ou encore : } T_r = T_a \cdot \left(\frac{P_r}{P_a} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_r = 288 \cdot \left(\frac{4.529}{0.989} \right)^{\frac{0.35}{1.35}} = \underline{427.2^\circ\text{K} = 154.2^\circ\text{C}}$$

III.2.4 : Travail et puissance indiqués :

a) Travail indiqué:

Une fois le cycle réel que suit une particule de fluide (air) est tracé, nous devons le planimétrer et l'aire totale du diagramme nous permettra de déterminer le travail indiqué.

Sur le diagramme (P,V) on prend comme échelle:

Pression P : 30mm pour 10^5 N/m^2

Volume V : 8mm pour $6.64 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$

Le produit (P.V) est équivalent à un travail exprimé en: $\text{m} \cdot \text{N} = \text{J}$.

L'aire du diagramme est égale à: 6172 mm^2

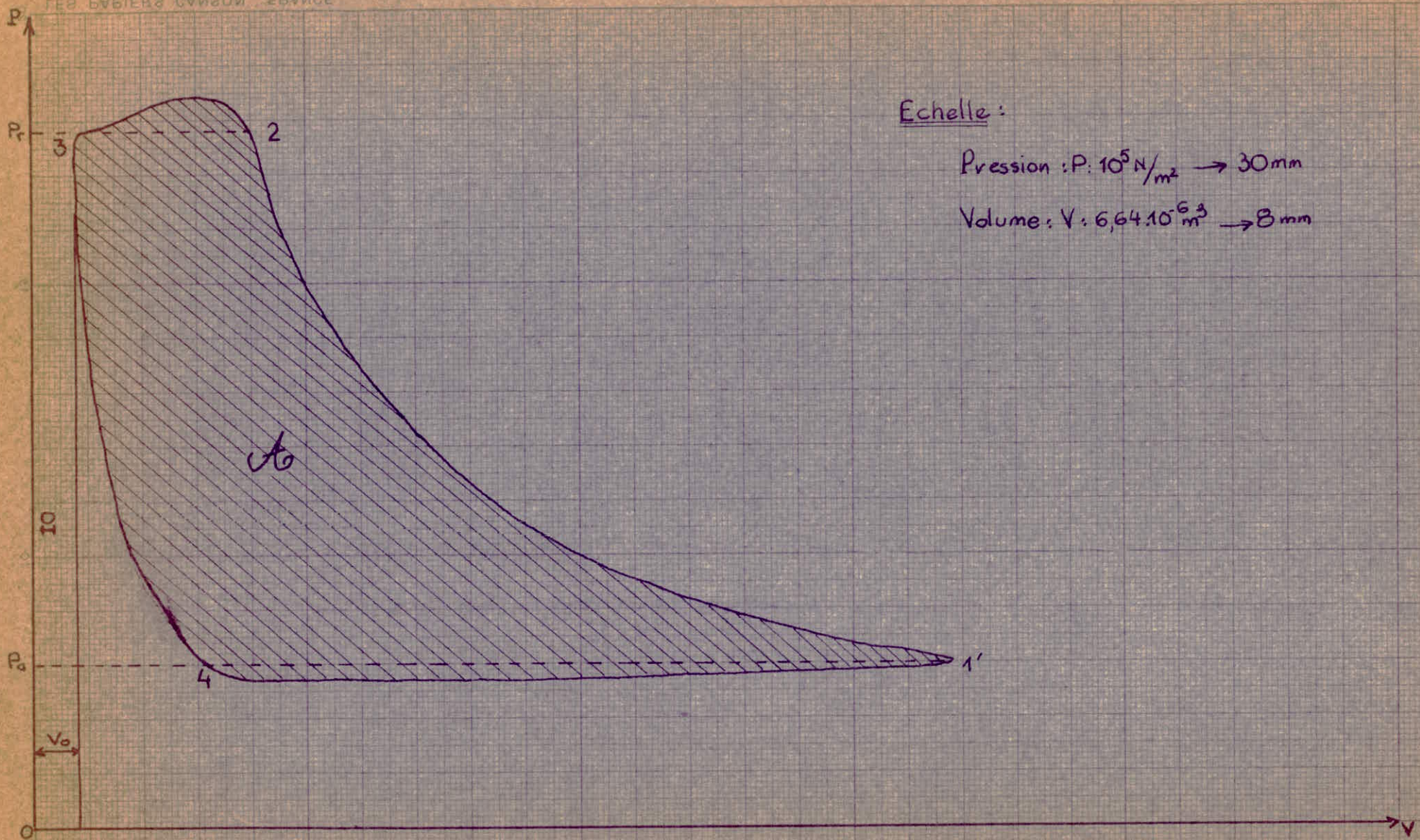
$$\text{on a : } 1 \text{ mm}^2 \text{ donne : } \frac{6.64 \cdot 10^{-6}}{8} \cdot \frac{10^5}{30} = 2.76 \cdot 10^{-3} \text{ J}$$

alors le travail est : $\text{Wind.} = 6172 \cdot 2.76 \cdot 10^{-3} = 17.03 \text{ J/cycle}$

b) Puissance indiquée:

Si N est la vitesse de rotation du vilebrequin, alors la puissance

$$\hat{P}_{\text{ind.}} = \frac{\text{Wind.} \cdot N}{60} = \frac{17.03 \cdot 1400}{60} = \underline{0.398 \text{ KW}}$$



Echelle:

Pression : $P: 10^5 \text{ N/m}^2 \rightarrow 30 \text{ mm}$

Volume : $V: 6,64 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \rightarrow 8 \text{ mm}$

Cycle réel

III. SOUPAPES :

III.I Soupape d'aspiration :

Calcul des pertes de charges :

- Poussée de l'air: Soit S_a : section de passage à l'entrée de soupape
l'équation de continuité entre (1) et (2) donne: $V_p \cdot S_p = V_a \cdot S_a$

avec : V_a = vitesse de l'air à l'entrée prise égale à 35 m/s

$$V_p = \text{vitesse moyenne du piston} = \frac{C \cdot N}{30} = 3.73 \text{ m/s}$$

$$\text{Alors : } S_a = \frac{V_p \cdot S_p}{V_a} = \frac{3.73 \cdot 1.66 \cdot 10^{-3}}{35} = 1.769 \text{ cm}^2$$

On répartira S_a en deux orifices :



$$\text{- surface d'un orifice : } S'_a = \frac{S_a}{2} = 0.884 \text{ cm}^2$$

$$\text{mais } S'_a = r \cdot \theta \cdot a, \text{ ce qui donne } \theta = \frac{S'_a}{r \cdot a} = \frac{0.844}{0.5 \cdot 0.6} = 2.81 \text{ rd}$$

$$\text{ou encore : } \theta = \frac{2.81 \cdot 180}{3.14} = 161^\circ$$

Détermination de la surface: S_l

Soit : h_t = levée maximum de la soupape, alors: $S_l = 3.14 \cdot d \cdot h_t$

si on considère un coefficient d'ouverture de la soupape: $y = 0.7$

$$\text{on aura : } \frac{S_l}{S_a} = y = 0.7 = \frac{3.14 \cdot d \cdot h_t}{S_a}$$

$$\text{ou encore : } h_t = \frac{0.7 \cdot 1.769}{3.14 \cdot 1.4} = 2.8 \text{ mm}$$

$$\text{alors : } S_l = 3.14 \cdot 1.4 \cdot 0.28 = 1.23 \text{ cm}^2$$

Détermination de la vitesse dans la section: S_l

l'équation de continuité donne : $V_p \cdot S_p = V_l \cdot S_l$

$$V_l = \frac{V_p \cdot S_p}{S_l} = \frac{3.73 \cdot 1.66 \cdot 10^{-3}}{1.23 \cdot 10^{-4}} = 50.3 \text{ m/s}$$

Masse du clapet : Soit : V = son volume

$$V = \frac{1}{3} : 3.14 \cdot h \cdot \left(\frac{D^2}{4} + \frac{dD}{4} + \frac{d^2}{4} \right) + 3.14 d_I h_I e + \frac{3.14 \cdot D^2}{4} \cdot h_2$$

$$V = 1.26 \text{ cm}^3$$

$$\text{d'où la masse du clapet : } M_c = 7.8 \cdot 1.26 = \underline{9.8 \text{ g}}$$

Soit : Pa_1 = force due à la différence de pression entre les faces du clapet.

$$Pa_1 = (1 + \phi) \cdot \frac{\rho_a}{2} \cdot V_1^2 \cdot S_1 = (1 + 2) \cdot \frac{1.225}{2} \cdot (50.3)^2 \cdot 1.23 \cdot 10^{-4} = 0.58 \text{ N}$$

Soit : Pa_2 = force due à l'écoulement de l'air.

$$Pa_2 = Q_{nt} \cdot V_a = 3.8 \cdot 10^{-3} \cdot 35 = 0.14 \text{ N}$$

Soit : Pa_3 = force due à la masse du clapet

l'ouverture du clapet est progressive : ~~xxx~~

si on appelle h cette ouverture à l'instant t_a , alors :

$$h = h_t \cdot \sin \theta = h_t \cdot \sin \omega t_a, \text{ l'accélération étant : } \frac{d^2 h}{dt^2} = -\omega^2 \cdot h_t \cdot \sin \theta$$

qui est max. pour $\theta = \frac{3.14}{2}$, $\frac{d^2 h}{dt^2} = -\omega^2 \cdot h_t$

$$\text{Alors : } Pa_3 = -\omega^2 \cdot h_t \cdot M_c = -(146.6)^2 \cdot (2.8) \cdot 10^{-3} \cdot (9.8) \cdot 10^{-3} = 0.6 \text{ N}$$

$$\text{d'où : } Pa = Pa_1 + Pa_2 + Pa_3 = 0.58 + 0.14 + 0.6 = 1.32 \text{ N}$$

Alors les pertes de charge à l'admission seront :

$$\Delta Pa_1 = \text{perte de pression statique} = \frac{M_c \cdot g + Pa}{S_a} = \frac{9.8 \cdot 10^{-3} \cdot 9.8 + 1.32}{1.769 \cdot 10^{-4}} = 8005.3 \text{ N/m}^2$$

$$\Delta Pa_2 = \text{pertes de pression dues à la masse du clapet} = \frac{-M_c \cdot \omega^2 \cdot h_t \cdot \sin \theta}{S_a} = -3391.8 \sin \theta \text{ N/m}^2$$

$$\Delta Pa_3 = \text{pertes de charge dues à l'écoulement de l'air :} = K \cdot \rho_a \cdot \frac{V_a^2}{2} \quad \text{avec : } K = \text{coefficient} = 5$$

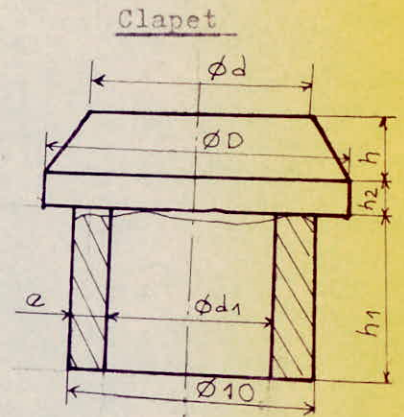
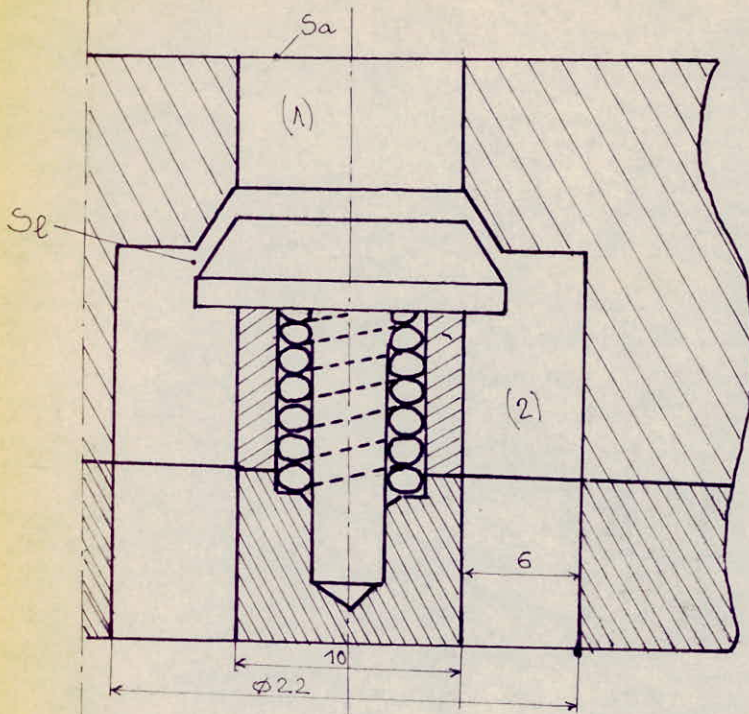
$$V_a = \frac{S_p \cdot V_p}{S_a} = \frac{S_p}{S_a} \cdot (R_w (\sin \theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta))$$

$$\text{ce qui donne : } \Delta Pa_3 = \frac{K \cdot \rho_a}{2} \cdot \left(\frac{S_p}{S_a} \cdot (R_w (\sin \theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta)) \right)^2$$

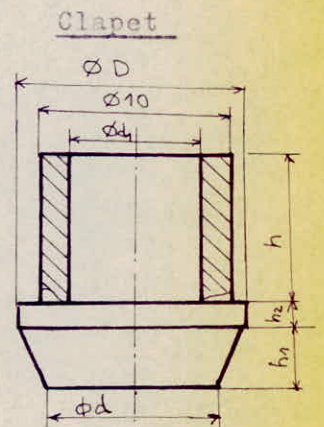
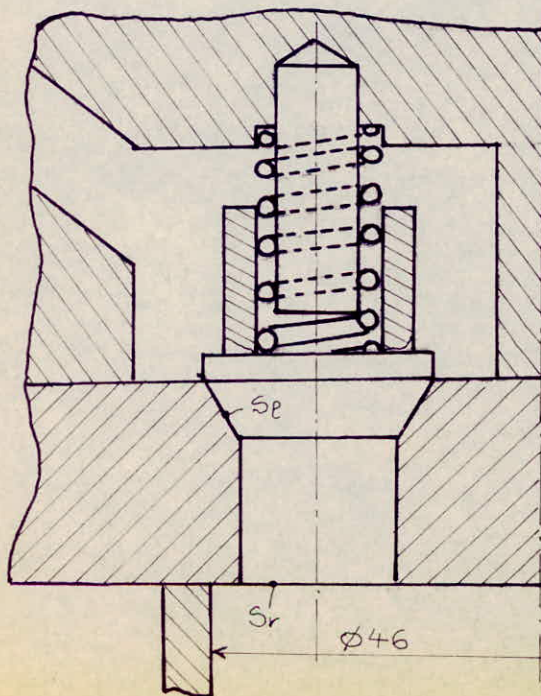
On peut dresser un tableau de valeurs :

θ	Pa_1 (N/m ²)	Pa_2	Pa_3	Pa
41	8005.3	-2225.2	4974.45	10754.55
50	=	-2598.3	6784.3	12191.3
60	=	-2937.4	8295.64	13363.54
70	=	-3187.2	9250.1	14068.2
80	=	-3340.3	9601.14	14266.14
90	=	-3391.8	9281.65	13895.15
100	=	-3340.3	8446.05	13111.05
110	=	-3187.3	7196.64	12014.64
120	=	-2937.4	5744.23	10812.13
130	=	-2598.3	4238.58	9645.58
140	=	-2180.2	2837.39	8662.49
150	=	-1695.9	1649.01	7958.41
160	=	-1160.1	744.81	7590.01
170	=	-588.97	188.45	7604.78
180	=	0	0	8005.3

Fig. 3 SOUPAPE D'ASPIRATION



- $D = 19 \text{ mm}$
- $d = 14 \text{ mm}$
- $h = 2 \text{ mm}$
- $h_1 = 6 \text{ mm}$
- $h_2 = 2 \text{ mm}$
- $e = 2 \text{ mm}$
- $d_1 = 6 \text{ mm}$



- $D = 1,9 \text{ cm} = 19 \text{ mm}$
- $d = 14 \text{ mm}$
- $d_1 = 6 \text{ mm}$
- $h_1 = 2 \text{ mm}$
- $h_2 = 5 \text{ mm}$
- $h_2 = 2 \text{ mm}$

Fig. 4 SOUPAPE DE REFOULEMENT

Calculs des ressorts de la soupape d'aspiration :

La poussée P_a étant calculée, on peut déterminer le ressort

Pour des raisons de construction on prendra : $\frac{R}{d} = 10$, avec : $R = 3 \text{ mm}$

R = étant le rayon d'enroulement du ressort

d = diamètre du fil

Le moment de torsion est : $M_t = P_a \cdot R \ll R_p \cdot \frac{3 \cdot 14 \cdot d^3}{16}$

avec : R_p = charge pratique de l'acier = 360 N/mm^2

on aura : $d \gg \left(\frac{16 \cdot P_a \cdot R}{R_p \cdot 3 \cdot 14} \right)^{1/3} = \left(\frac{16 \cdot 1,32 \cdot 3}{360 \cdot 3 \cdot 14} \right)^{1/3} = 0,286 \text{ mm}$

on prendra un diamètre de fil égal : $d = 0,3 \text{ mm}$

Nombre de spires :

$$n = \frac{G \cdot d^4 \cdot h_t}{64 \cdot R^3 \cdot P}, \text{ avec : } G = 85000$$

$$h_t = 2,8 \text{ mm}$$

$\Delta P = P_a = (0,8 \cdot P_a)$, car on admet que le ressort a une poussée initial de : $0,5 P_a$

$$\text{Il vient : } n = \frac{85000 \cdot (0,3)^4 \cdot 2,8}{64 \cdot 27 \cdot 0,264} = 4,23$$

on prendra $n = 6$ spires

Hauteur d'aplatissement :

$$h = n \cdot d = 6 \cdot 0,3 = 1,8 \text{ mm}$$

Flèche du ressort :

$$\Delta f = \frac{64 \cdot P \cdot n \cdot R^3}{G \cdot d^4} = \frac{64 \cdot 0,264 \cdot 6 \cdot (3)^3}{85000 \cdot (0,3)^4} = 3,97 \text{ mm}$$

Longueur du fil :

$$L = 2 \cdot 3 \cdot 14 \cdot R \cdot n = 113,1 \text{ mm}$$

contrainte d'aplatissement :

$$\sigma_a = \frac{4}{5} \cdot R_p = \frac{4}{5} \cdot 350 = 280 \text{ N/mm}^2$$

Contrainte due à P_a :

$$R_p' = \frac{16 \cdot \Delta P \cdot R}{3 \cdot 14 \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 0,264 \cdot 3}{3 \cdot 14 \cdot (0,3)^3} = 149,39 \text{ N/mm}^2$$

Flèche due à σ_a :

$$\Delta f_a = \frac{\Delta f}{R_p'} \cdot \sigma_a = \frac{3,97}{149,39} \cdot 280 = 7,44 \text{ mm}$$

Pas de l'hélice :

$$p = \frac{f_a + h}{n} = \frac{7,44 + 1,8}{6} = 1,54 \text{ mm}$$

Hauteur du ressort :

$$H_r = \Delta f_a + h = 7,44 + 1,8 = 9,24 \text{ mm}$$

III.2 Soupape d'échappement :

Détermination de la section de passage : S_r

L'équation de continuité donne: $V_p \cdot S_p = V_r \cdot S_r$

avec : V_r = vitesse au refoulement , prise égale à: 40m/s

V_p =vitesse moyenne du piston = 3.73 m/s

$$\text{on aura : } S_r = \frac{V_p \cdot S_p}{V_r} = \frac{3.73 \cdot 16.6}{40} = 1.547 \text{ cm}^2$$

le diamètre sera alors :

$$d = \left(\frac{4 \cdot S_r}{3.14} \right)^{1/2} = \left(\frac{4 \cdot 1.547}{3.14} \right)^{1/2} = 1.4 \text{ cm} = 14 \text{ mm}$$

Calcul de la surface : S_l

On prendra une ouverture de soupape de : $ht = 2.1 \text{ mm}$

$$\text{alors : } S_l = 3.14 \cdot d \cdot ht = 3.14 \cdot 1.4 \cdot 0.21 = 1.253 \text{ cm}^2$$

d'où la vitesse dans la section / S_l est:

$$V_l = \frac{V_p \cdot S_p}{S_l} = \frac{3.73 \cdot 16.6}{1.253} = 49.41 \text{ m/s}$$

Accélération de la soupape de refoulement :

Soit : θ_r = angle de refoulement =

$$\theta_r = w \cdot tr \quad \text{avec : } tr = \text{temps de refoulement} \quad (I)$$

le déplacement parcouru ht est égale à : $ht = \frac{1}{2} \cdot \theta_r^2 \cdot tr^2$

$$\theta_r = 360 - 310 = 50^\circ = 0.872 \text{ rd}$$

$$(I) \text{ donne : } tr = \frac{\theta_r}{w} = \frac{\theta_r \cdot 30}{3.14 \cdot N} = \frac{0.872 \cdot 30}{3.14 \cdot 1400} = 0.00594 \text{ s}$$

l'accélération est : $\gamma_r = \frac{2 \cdot ht}{tr^2}$

Soit : Pr_1 = force due à la différence de pression :

$$\begin{aligned} &= (P_1 - P_2) \cdot \frac{P_2}{2} \cdot V_l^2 \cdot S_l \quad , \quad P_2 = \frac{P_1}{r \cdot T_2} = \frac{4 \cdot 10^5}{287 \cdot 427.2} = 3.26 \text{ kg/m}^3 \\ &= (1+2) \cdot \frac{3.26}{2} \cdot (49.41)^2 \cdot (1.253 \cdot 10^{-4}) = 1.496 \text{ N} \end{aligned}$$

Soit : Pr_2 = force due à l'écoulement :

$$= Q_{nt} \cdot V_r = 3.8 \cdot 10^{-3} \cdot 40 = 0.152 \text{ N}$$

Soit : Pr_3 = force due à l'inertie du clapet:

$$= M_c \cdot \gamma_r$$

avec : M_c = masse du clapet = volume du clapet . masse volumique

$$= 1.186 \cdot 9.25 \text{ g} \quad (\text{voir fig: 3})$$

$$\text{ce qui donne : } Pr_3 = M_c \cdot \frac{2 \cdot ht}{tr^2} = 9.25 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{2 \cdot 1 \cdot 10^{-3} \cdot 2}{(0.00594)^2} = 1.1 \text{ N}$$

la poussée de l'air sera:

$$Pr = Pr_1 + Pr_2 + Pr_3 = 1.496 + 0.152 + 1.1 = \underline{2.748 \text{ N}}$$

PERTES DE CHARGE :

Pr₁ = pertes statique

$$= \frac{Mc_g + Pr}{Sr} = \frac{9.25 \cdot 10^{-3} \cdot 9.81 + 2.748}{1.547 \cdot 10^{-4}} = 18350 \text{ N/m}^2$$

Pr₂ = pertes dues aux masses inertes:

$$= \frac{Mc \cdot \Delta r}{Sr} = \frac{-Mc \cdot ht \cdot w^2}{Sr} \sin \theta = \frac{-9.25 \cdot 10^{-3} \cdot 2.1 \cdot 10^{-3} \cdot (146.6)^2}{1.547 \cdot 10^{-4}} \cdot \sin \theta$$

$$= -2698.6 \sin \theta \text{ N/m}^2$$

Pr₃ = perte par frottement

$$= K \cdot \rho_2 \cdot \frac{Vr^2}{2} \quad , \text{ avec : } K=6$$

$$Vr = \frac{Vp \cdot Sp}{Sr} = \frac{Sp}{Sr} \cdot w \cdot R (\sin \theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta)$$

alors : $Pr_3 = K \cdot \rho_2 \cdot \left(\frac{Sp}{Sr}\right)^2 \cdot (w \cdot R (\sin \theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta))^2$

Ainsi les valeurs des pertes sont connues, on peut dresser un tableau:

θ	Pr ₁ (N/m ²)	Pr ₂ (N/m ²)	Pr ₃ (N/m ²)	Pr (N/m ²)
310	18350	2061.24	28265.05	48682.29
320	=	1734.62	20724.73	40809.35
330	=	1340.3	12941.17	32639.47
340	=	922.97	6218.85	25491.82
350	=	468.6	1621.57	20440.17
360	=	0	0	18350

Les valeurs de ces pertes de charge sont reportées sur le diagramme réel .

Calculs des ressorts:

La poussée Pr, étant connue ; on prendra un fil de ressort de résistance pratique : Rp = 350 N/mm²

le diamètre : d du fil sera donné par: $d \gg \left(\frac{16 \cdot Pr}{Rp \cdot 3 \cdot 14} \cdot \frac{R}{d}\right)^{1/2}$

en prenant le rapport: $\frac{R}{d} = 5$, il vient :

$$d \gg \left(\frac{16 \cdot 2.748}{3 \cdot 14 \cdot 350} \cdot 5\right)^{1/2} = 0.447 \text{ mm}$$

On prendra : d = 0.6 mm , ce qui donne : R=5 , d = 5 \cdot 0.6 = 3 mm

Nombre de spire du ressort:

$$n = \frac{G \cdot d^4}{64 \cdot R^3} \cdot \frac{\Delta h}{\Delta P}$$

Si on suppose une variation de poussée de : 50% , alors: P=50%.Pr

donc : $P = Pr - 0.5 Pr = 1.374 N$

$$n = \frac{85000 \cdot (0.6)^4 \cdot 2.1}{64 \cdot 27 \cdot 1.374} = 9.6$$

on prendra : $n = 9$ spires

--- Hauteur d'applatissement :

$$h = n \cdot d = 9 \cdot 0.6 = 5.4 \text{ mm}$$

--- Contrainte sous : Pr

$$Rp > \frac{16 \cdot Pr \cdot R}{3.14 \cdot (0.6)^3} = \frac{16 \cdot 2.748 \cdot 3}{3.14 \cdot 0.216} = 194.38 \text{ N/mm}^2$$

--- Flèche due à Pr :

$$\Delta fr = \frac{64 \cdot Pr \cdot n \cdot R^3}{G \cdot d^4} = \frac{64 \cdot 2.748 \cdot 9 \cdot 3^3}{85000 \cdot (0.6)^4} = 3.879 \text{ mm}$$

--- Contrainte d'applatissement :

$$\sigma_r = \frac{4}{5} \cdot Rp = 280 \text{ N/mm}^2$$

--- Flèche due à σ_r :

$$\Delta fr = \frac{fr}{Rp} \cdot \sigma_r = \frac{3.879 \cdot 280}{194.38} = 5.58 \text{ mm}$$

--- Longueur du fil :

$$l = 2 \cdot 3.14 \cdot R \cdot n$$

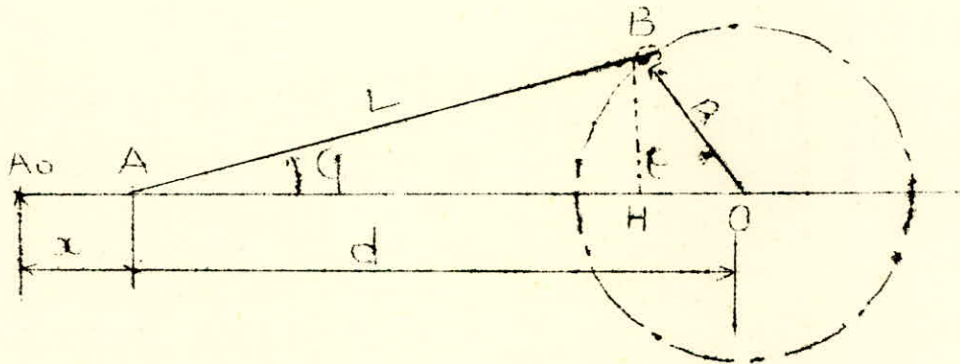
$$= 2 \cdot 3.14 \cdot 3 \cdot 9 = 169.64 \text{ mm}$$

--- Pas de l'hélice :

$$p = \frac{5.58 + 5.4}{9} = \frac{5.58 + 5.4}{9} = 1.22 \text{ mm}$$

--- Hauteur du ressort :

$$H = \Delta fr + h = 5.58 + 5.4 = 10.98 \text{ mm}$$

ETUDE DU SYSTEME BIELLE - MANIVELLE

Soient: $OB=R$: Rayon de la manivelle
 $AB=L$: Longueur de la bielle

IV ETUDE CINEMATIQUE :1 - Lois des espaces :

Dans le triangle OAB, on peut écrire la relation:

$$\frac{AB}{\sin \theta} = \frac{OB}{\sin \varphi} \quad \text{ou encore } \sin \varphi = \frac{OB}{AB} \cdot \sin \theta$$

dans la suite, on appelle $\frac{OB}{AB} = \lambda$

La position du piston est définie par rapport au point haut (P.M.H.).

$$X = OA_0 + AO \quad \text{ou encore}$$

$$X = L + R - d \quad ,$$

$$d = AH + HO$$

$$d = L \cos \varphi + R \cos \theta$$

$$(d - R \cos \theta) = L \cos \varphi$$

$$(d - R \cos \theta)^2 = L^2 \cos^2 \varphi = L^2 (1 - \sin^2 \varphi)$$

$$\text{mais : } \sin^2 \varphi = \lambda^2 \sin^2 \theta$$

$$(d - R \cos \theta)^2 = L^2 (1 - \lambda^2 \sin^2 \theta)$$

$$\text{Il vient : } d = R \cos \theta + L (1 - \lambda^2 \sin^2 \theta)^{1/2}$$

D'où l'on obtient finalement :

$$X = L + R - (R \cos \theta + L (1 - \frac{\lambda^2}{2} \sin^2 \theta)^{1/2})$$

Soit le développement limité de :

$$(1 - X)^m = 1 - mX + \frac{m(m-1)}{2} X^2$$

D'où :

$$\left(I - \lambda^2 \sin^2 \theta \right) \frac{I}{2} = I - \frac{\lambda^2}{2} \sin^2 \theta + \left(-\frac{I}{16} \right) \lambda^4 \sin^4 \theta$$

On peut se limiter au 2^o ordre et écrire finalement :

$$\boxed{X = R \left(I - \cos \theta + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \theta \right)}$$

LOIS DES VITESSES :

Nous devons faire la dérivée de X par rapport au temps :

$$X' = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt}$$

$$\frac{dx}{dt} = \left(R \sin \theta + \frac{R\lambda}{2} \sin 2\theta \right) \cdot \frac{d\theta}{dt}$$

Mais : $\frac{d\theta}{dt} = W$, vitesse angulaire .

Ce qui donne :

$$\boxed{X' = RW \left(\sin \theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta \right)}$$

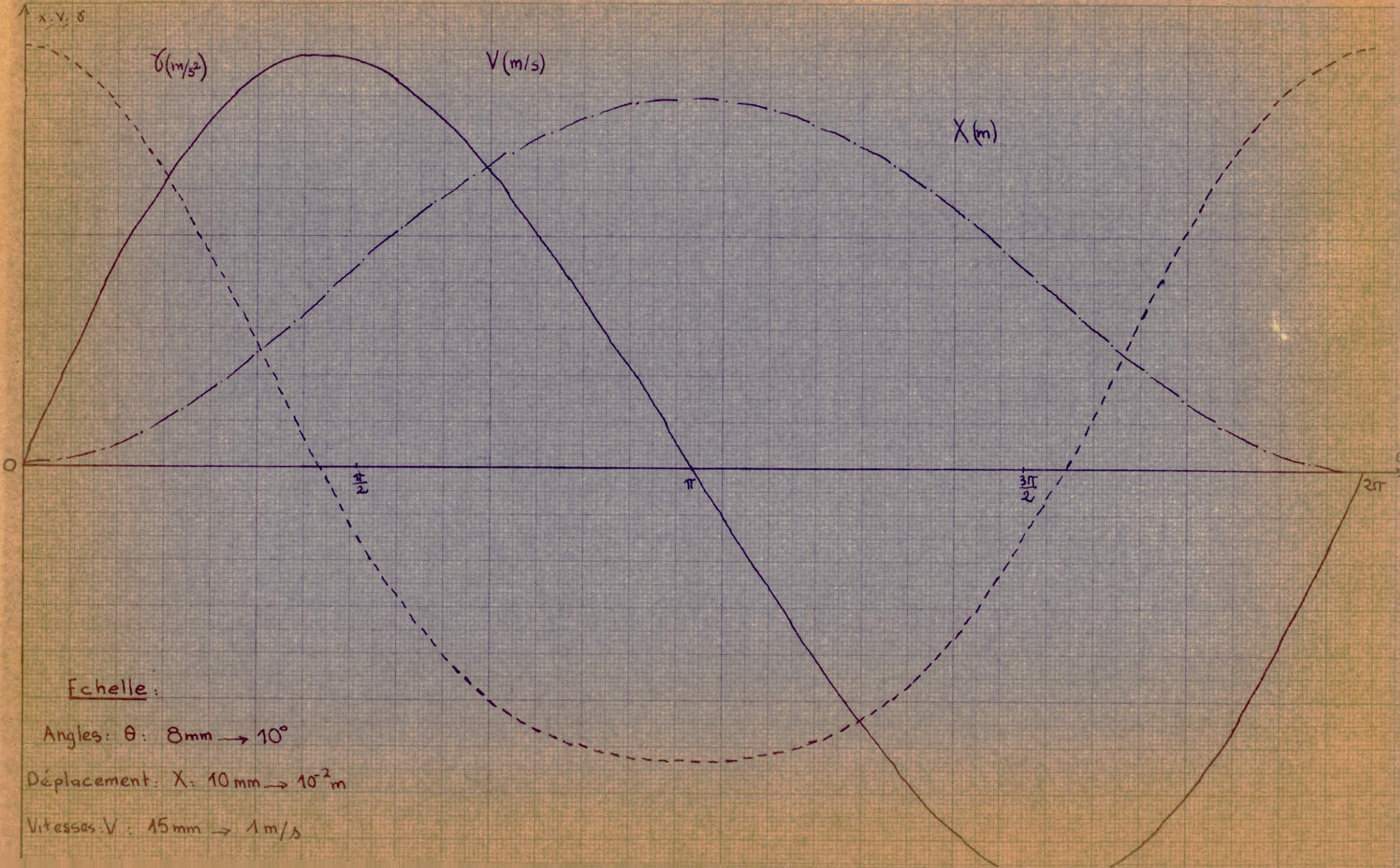
LOIS DES ACCELERATIONS :

Nous devons faire la dérivée seconde de X par rapport au temps :

$$X'' = \frac{d^2x}{dt^2} = RW^2 \left(\cos \theta + \lambda \cos 2\theta \right)$$

θ°	X (m)	V (m/s)	σ (m/s ²)	$V_{\theta} + V_0$ (m ³)	P (bars)	φ (rd/s)	φ'' (rd/s ²)
0	0	0	1015,96	$6,64 \cdot 10^{-6}$	4	0	0
10	$7,17 \cdot 10^{-4}$	1,2	993,46	$7,8 \cdot 10^{-6}$	3,39	-1,809	648,18
20	$2,83 \cdot 10^{-3}$	2,35	927,54	$11,3 \cdot 10^{-6}$	2,34	-3,565	1282,1
30	$6,27 \cdot 10^{-3}$	3,39	822,63	$17 \cdot 10^{-6}$	1,55	-5,215	1887,19
40	$10,8 \cdot 10^{-3}$	4,29	685,67	$24,6 \cdot 10^{-6}$	1,07	-6,71	2445,5
50	$16,4 \cdot 10^{-3}$	5,01	525,44	$33,9 \cdot 10^{-6}$	1,013	-8,005	2939,34
60	$23,1 \cdot 10^{-3}$	5,54	351,68	$45,03 \cdot 10^{-6}$	"	-9,058	3349,79
70	$29,5 \cdot 10^{-3}$	5,85	174,3	$55,7 \cdot 10^{-6}$	"	-9,836	3658,74
80	$36,6 \cdot 10^{-3}$	5,96	2,41	$67,4 \cdot 10^{-6}$	"	-10,313	3850,95
90	$43,64 \cdot 10^{-3}$	5,86	-156,3	$79,2 \cdot 10^{-6}$	"	-10,474	3916,23
100	$50,47 \cdot 10^{-3}$	5,59	-296,1	$90,5 \cdot 10^{-6}$	"	-10,313	3850,95
110	$56,9 \cdot 10^{-3}$	5,16	-413,64	$101,2 \cdot 10^{-6}$	"	-9,836	3658,74
120	$62,72 \cdot 10^{-3}$	4,61	-507,9	$110,9 \cdot 10^{-6}$	"	-9,058	3349,79
130	$67,8 \cdot 10^{-3}$	3,96	-579,7	$119,3 \cdot 10^{-6}$	"	-8,005	2939,34
140	$72,1 \cdot 10^{-3}$	3,24	-631,4	$126,5 \cdot 10^{-6}$	"	-6,71	2445,5
150	$75,5 \cdot 10^{-3}$	2,47	-666,34	$132,1 \cdot 10^{-6}$	"	-5,215	1887,19
160	$78 \cdot 10^{-3}$	1,66	-688,1	$136,3 \cdot 10^{-6}$	"	-3,565	1282,1
170	$79,5 \cdot 10^{-3}$	0,835	-699,7	$138,8 \cdot 10^{-6}$	"	-1,869	648,18
180	$80 \cdot 10^{-3}$	0	-703,4	$139,6 \cdot 10^{-6}$	"	0	0

θ°	X (m)	V (m/s)	γ (m/s ²)	$V_\theta + V_0$ (m ³)	P (bars)	φ (rd/s)	φ'' (rd/s ²)
190	$79,5 \cdot 10^{-3}$	-0,835	-699,7	$138,8 \cdot 10^6$	1,01	1,809	-648,47
200	$78 \cdot 10^{-3}$	-1,66	-688,1	$136,3 \cdot 10^6$	1,032	3,565	-1282,6
210	$75,5 \cdot 10^{-3}$	-2,47	-666,34	$132,1 \cdot 10^6$	1,065	5,215	-1887,19
220	$72,1 \cdot 10^{-3}$	-3,24	-631,4	126,5	1,109	6,71	-2445,5
230	$67,8 \cdot 10^{-3}$	-3,96	-579,7	119,3	1,172	8,005	-2939,34
240	$62,72 \cdot 10^{-3}$	-4,61	-507,9	110,9	1,256	9,058	-3349,79
250	$56,9 \cdot 10^{-3}$	-5,16	-413,74	101,2	1,37	9,836	-3658,74
260	$50,47 \cdot 10^{-3}$	-5,56	-296,1	90,5	1,525	10,313	-3850,95
270	$43,64 \cdot 10^{-3}$	-5,89	-156,3	79,2	1,736	10,474	-3916,23
280	$36,58 \cdot 10^{-3}$	-5,96	2,41	67,4	2,03	10,313	-3850,95
290	$29,5 \cdot 10^{-3}$	-5,86	174,3	55,7	2,45	9,836	-3658,94
300	$23,1 \cdot 10^{-3}$	-5,854	351,58	45,03	3,066	9,058	-3349,79
310	$16,4 \cdot 10^{-3}$	-5,01	525,44	33,9	4	8,058	-2939,34
320	$10,8 \cdot 10^{-3}$	-4,29	685,67	24,6	"	6,71	-2445,5
330	$6,27 \cdot 10^{-3}$	-3,39	822,63	17	"	5,215	-1887,19
340	$2,83 \cdot 10^{-3}$	-2,35	927,54	11,3	"	3,565	-1282,1
350	$0,71 \cdot 10^{-3}$	-1,2	993,46	7,8	"	1,809	-648,18
360	0	0	1015,96	6,64	"	0	-0

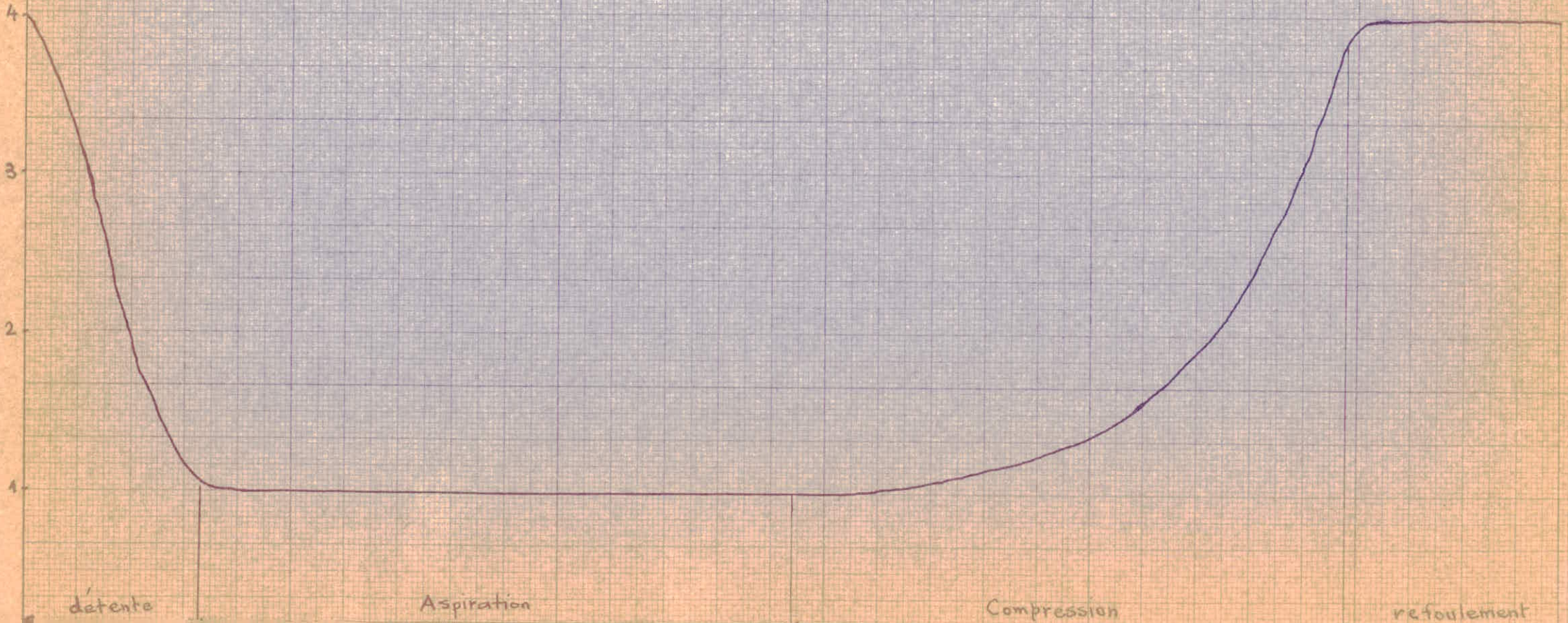


Echelle:

Pression: 1,013 bars \rightarrow 30 mm

Angles $10^\circ \rightarrow$ 8 mm

23



ANGLE DE DEBUT D'ASPIRATION

On sait que l'aspiration de l'air frais ne se fait pas juste au moment où le piston quitte le point mort haut, ceci à cause du volume résiduel V_0 restant à l'intérieur du cylindre après le refoulement. Une fois que les contraintes cessent, ce volume V_0 se détend de P_r & P_a , alors à ce moment commence l'admission de l'air frais. Nous nous proposons de déterminer par calcul l'angle θ , angle de début d'aspiration. Pour ceci nous devons jouer plus particulièrement sur la détente de V_0 .

$$\text{On a: } P_r V_0 = P_a (V_0 + V_\theta)$$

où: V_θ = volume correspondant à la position du piston

sous une inclinaison θ de la manivelle.

$$V_\theta = S_p \cdot X_\theta = \frac{3 \cdot I_4 D^2}{4} \cdot R \left(I - \cos\theta + \frac{\lambda \sin^2\theta}{2} \right)$$

Ce qui donne :

$$P_r V_0 = P_a \left(V_0 + \frac{3 \cdot I_4 D^2}{4} \cdot R \left(I - \cos\theta + \frac{\lambda \sin^2\theta}{2} \right) \right) \quad (I)$$

$$\text{Mais } V_0 = V_e = \frac{3 \cdot I_4 D^2}{4} C \quad (C: \text{course du piston})$$

On le remplace dans (I) pour avoir :

$$\begin{aligned} \frac{P_r}{P_a} &= \zeta + \frac{I}{2} \left(\frac{I - \cos\theta}{2} \right) + \frac{\lambda}{4} (I - \cos^2\theta) \\ \Rightarrow \frac{\lambda}{4} \cos^2\theta + \frac{\cos\theta}{2} + \left(\frac{P_r}{P_a} - \zeta - \frac{I}{2} - \frac{\lambda}{4} \right) &= 0 \end{aligned}$$

Ou encore :

$$0.0625 \cos^2\theta + 0.5 \cos\theta - 0.415 = 0$$

Les racines sont : -8.758 (à éliminer)

$$\cos\theta = 0.7581$$

$$\text{Alors : } \theta = \text{Arc cos } 0.7581 = \boxed{40^\circ 41'}$$

Donc on voit que l'aspiration de l'air frais commence à $\theta = 40^\circ 41'$ et non à $\theta = 0^\circ$. Elle se poursuivra jusqu'à un angle $\theta = 180^\circ$.

ANGLE DE DEBUT DE REFOULEMENT :

Une fois que le piston est au point mort bas ($\theta = 180^\circ$), la manivelle continue toujours sa rotation, alors on assiste à ce moment-là au début de la compression.

Puisqu'on a supposé une évolution isothermique du fluide (air) on pourra écrire :

$$P_x (V_0 + V_{\theta r}) = P_a (V_0 + V_e) \quad \text{avec :}$$

$(V_0 + V_e)$: volume en début de compression

$(V_0 + V_{\theta r})$: volume en fin de compression.

$V_{\theta r}$: volume engendré par le piston sous un angle d'inclinaison

de la manivelle, θr appelé aussi angle de début de refoulement

$$V_{\theta r} = \frac{3 \cdot 14 D^2}{4} \cdot R \left(1 - \cos \theta r + \frac{\lambda \sin^2 \theta r}{2} \right)$$

$$P_a (V_0 + V_e) = P_r \left(V_e + \frac{3 \cdot 14 D^2}{4} \cdot R \left(1 - \cos \theta r + \frac{\lambda \sin^2 \theta r}{2} \right) \right)$$

en remplaçant V_e par sa valeur on aura :

$$P_a (\xi + 1) = P_r \left(\xi + \frac{1}{2} - \frac{\cos \theta r}{2} + \frac{\lambda \sin^2 \theta r}{4} \right)$$

$$\frac{\lambda}{4} \cos^2 \theta r + \frac{\cos \theta r}{2} + \left(\frac{P_a}{P_r} (\xi + 1) - \xi - \frac{1}{2} - \frac{\lambda}{4} \right) = 0$$

Ou encore :

$$0.0625 \cos^2 \theta r + 0.5 \cos \theta r - 0.3466 = 0$$

Les racines du trinôme sont :

$$\cos \theta r = \begin{cases} -8.64 & (\text{à éliminer}) \\ 0.6417 \end{cases}$$

donc : $\theta r = \text{Arc cos } \theta r = \text{Arc cos } 0.6417 = 50^\circ$

$\theta r = 50^\circ$, à partir du point mort haut (P.M.H.)

Finalement l'angle de début de refoulement est :

$$\boxed{\theta r = 360^\circ - 50^\circ = 310^\circ}$$

Le cycle sera réparti comme suit :

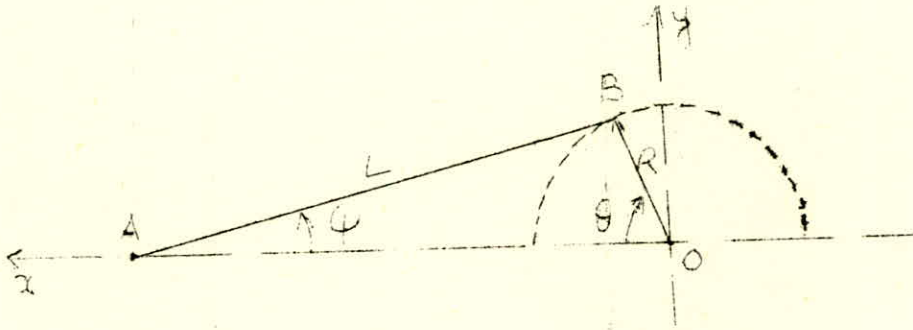
0- 40° 41' : détente du volume V_0 de P_r à P_a .

40° 41' - 180° : aspiration d'air frais.

180° - 310° : compression de la pression P_a à P_r .

310° - 360° : refoulement de l'air sous une pression P_r .

2/ Etude du mouvement oscillatoire de la bielle



Etude de φ :

On a : $\frac{AB}{\sin\theta} = \frac{OB}{\sin\varphi}$, ce qui donne $\sin\varphi = \frac{OB}{AB} \cdot \sin\theta = \lambda \sin\theta$

Pour exprimer que le mouvement de OB autour de O, et celui de AB autour de A sont inversés on écrit :

$$\sin\varphi = -\lambda \sin\theta$$

Il vient : $\varphi = \text{Arc sin}(-\lambda \sin\theta)$

Le développement de $\text{Arc sin } x = x + \frac{1}{3!} x^3 + \frac{1}{5!} x^5 + \dots$

Alors : $\varphi = (-\lambda \sin\theta) + \frac{1}{3!} (-\lambda \sin\theta)^3 + \frac{1}{5!} (-\lambda \sin\theta)^5 + \dots$

$$\sin^3\theta = \frac{\sin\theta}{2} - \frac{\sin 3\theta}{4} + \frac{\sin\theta}{4} = \frac{3\sin\theta}{4} - \frac{\sin 3\theta}{4}$$

on développerait de même $\sin^5\theta$ et

on obtient finalement :

$$\varphi = b_1 \sin\theta + b_3 \sin 3\theta + \dots + b_{2p+1} \sin(2p+1)\theta + \dots$$

$$\text{avec : } b_1 = -\lambda - \frac{\lambda^3}{8} - \frac{3\lambda^5}{64} - \dots$$

$$b_3 = \frac{\lambda^3}{24} + \frac{3\lambda^5}{128}$$

$$b_5 = \frac{-3\lambda^5}{640}$$

Nous avons négligé les termes de degré supérieur à 5.

Etude de $\frac{d\varphi}{dt}$:

$$\frac{d\varphi}{dt} = \frac{d\varphi}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} \quad \text{avec : } \frac{d\theta}{dt} = w ; \text{ vitesse angulaire}$$

$$\text{Il vient : } \frac{d\varphi}{dt} = (b_1 \cos\theta + 3b_3 \cos 3\theta + 5b_5 \cos 5\theta) \cdot w$$

Pour : $\theta = 90^\circ$ et $\theta = 270^\circ$, on aura $\frac{d\varphi}{dt} = 0$

$\theta = 0^\circ$, ou $\theta = 180^\circ$, on aura $\frac{d\varphi}{dt}$ qui sera maximum

et vaut : λw .

$$\text{Etude de } \frac{d^2\varphi}{dt^2} = \varphi''$$

Nous devons déterminer cette accélération en ~~la~~ faisant une dérivée par rapport au temps du vecteur vitesse .

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} = \varphi'' = \text{tg}\varphi(\varphi'^2 - w^2)$$

Elle est nulle pour $\theta = 0^\circ$, $\theta = 180^\circ$

Inclinaison maximum de la bielle :

Pour des raisons de fonctionnement adéquat , et une construction raisonnable nous devons déterminer l'inclinaison maximum prise par la bielle lors de ses oscillations.

Pour cela nous devons annuler la dérivée : $\frac{d\varphi}{dt} = 0$

Il vient $\theta = 90^\circ$, ce qui donne :

$$\sin\varphi_{\max} = \frac{R}{L} = \frac{40}{220} = 0.18$$

alors : $\varphi_{\max} = \text{arc sin } 0.18 = 10^\circ 28'$

On prendra un angle $\varphi = 11^\circ$

V ETUDE DYNAMIQUE :

V.1 Masse du piston : les dimensions du piston étant choisies de manière : (voir fig: 5)

- à donner une résistance suffisante aux sections soumises à de fortes contraintes .
- à permettre un usinage facile , c'est-à-dire accessibilité des outils, car le piston doit être obtenu par usinage .

Soit ; V_t = volume de matière totale

$$= \frac{3 \cdot 14 \cdot D^2}{4} \cdot L = \frac{3 \cdot 14 \cdot (4.6)^2}{4} \cdot 6 = 99.71 \text{ cm}^3$$

Calcul des évidements:

$$V_1 = \frac{3 \cdot 14 \cdot d_2^2}{4} \cdot I = \frac{3 \cdot 14 \cdot (3.2)^2}{4} \cdot I = 8.04 \text{ cm}^3$$

$$V_2 = \frac{3 \cdot 14 \cdot d_f^2}{4} \cdot 26 = \frac{3 \cdot 14 \cdot 2^2}{4} \cdot 2.6 = 8.168 \text{ cm}^3$$

$$V_3 = \frac{3 \cdot 14 \cdot d_i^2}{4} \cdot 1.7 = \frac{3 \cdot 14 \cdot 3^2}{4} \cdot 1.7 = 12.02 \text{ cm}^3$$

$$V_4 = \frac{3 \cdot 14 \cdot d_I^2}{4} \cdot 1.3 \cdot 2 = \frac{3 \cdot 14 \cdot (1.4)^2}{4} \cdot 1.3 \cdot 2 = 4.002 \text{ cm}^3$$

volumes des encoches:

$$V_5 = \left(\frac{3 \cdot 14 \cdot (4.6)^2}{4} - \frac{3 \cdot 14 \cdot (4)^2}{4} \right) \cdot 0.3 \cdot 2 + \frac{3 \cdot 14}{4} \cdot ((4.6)^2 - 4^2) \cdot (0.4) = 4.052 \text{ cm}^3$$

d'où le volume du piston:

$$V = V_t - V_1 - V_2 - V_3 - V_4 - V_5 = 63.428 \text{ cm}^3$$

d'où la masse du piston seul: m_p

Le piston est soumis à une accélération ; il doit avoir une masse légère à cause de l'inertie. On prendra un alliage léger avec une masse volumique égale à : 2.8 g/cm^3

alors : $m_p = 63.428 \cdot 2.8 = \underline{177.6 \text{ g}}$

V.2 Masse des segments :

on a : V_s = volume occupé par les segments :

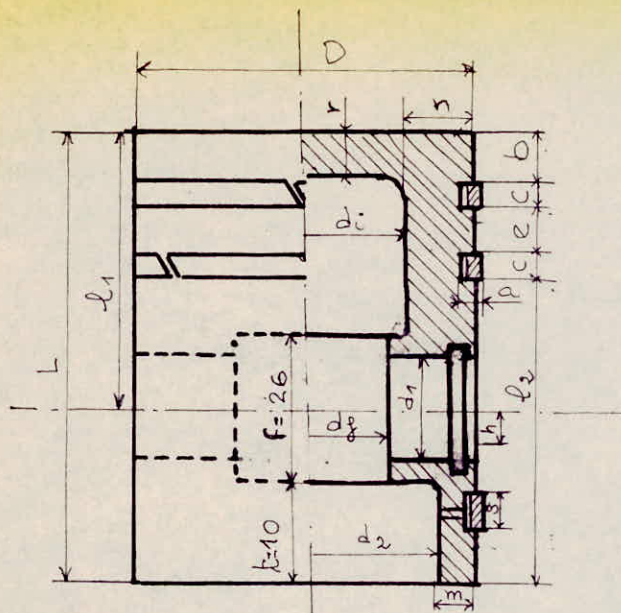
$$V_s = V_5 = 4.052 \text{ cm}^3$$

Les segments doivent avoir un bon coefficient de frottement; ils assurent l'étanchéité et évacuent la chaleur. Nous avons prévu : deux segments et un racleur qui évite les remontées d'huile .

les segments sont en fonte à très forte teneur en graphite:

$$= 7.8 \text{ g/cm}^3$$

Fig : 5 DIMENSIONS DU PISTON



$$D = 46 \text{ mm}$$

$$L = 1.3 D = 60 \text{ mm}$$

$$l_1 = (0.4 - 0.85) D = 0.8 D = 37 \text{ mm}$$

$$l_2 = (0.6 - 1) D = 0.84 D = 39 \text{ mm}$$

$$b = 0.15 D = 7 \text{ mm}$$

$$a = 0.065 D = 3 \text{ mm}$$

$$c = a = 3 \text{ mm}$$

$$r = (0.09 - 0.15) D = 0.15 D = 7 \text{ mm}$$

$$e = 6 \text{ mm (choisi)}$$

$$s = c + 2 = 5 \text{ mm}$$

$$m = 0.15 D = 7 \text{ mm}$$

$$n = 0.17 D = 8 \text{ mm}$$

$$d_1 = (0.25 - 0.4) D = 0.3 D = 14 \text{ mm}$$

$$d_2 = (0.5 - 0.9) D = 0.69 D = 32 \text{ mm}$$

$$d_i = D - 2n = 46 - 16 = 30 \text{ mm}$$

$$d_f = (0.3 - 0.5) D = 0.43 D = 20 \text{ mm}$$

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

On suppose que la pression qu'exercent les segments sur le cylindre est de : $(10-12) \text{ N/mm}^2 \text{ cm}^2$

le rayon moyen: $R_m = 20+1.5 = 21.5 \text{ mm}$

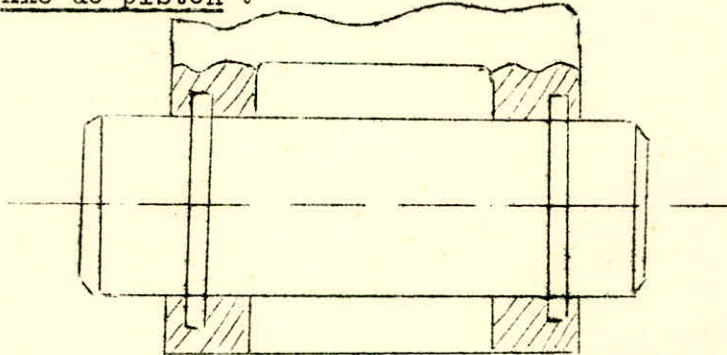
$$b = 3 \text{ mm}$$

d'où la contrainte max. $\sigma_{\max} = \frac{12 \cdot 10 \cdot 10^{-2} \cdot (21.5)^2}{9} = 61.63 \text{ N/mm}^2$

la contrainte de rupture est : $R_r = 200 \text{ N/mm}^2$

on a : $\sigma_{\max} \leq R_r$

Axe de piston :



volume de l'axe :

$$V_a = \frac{3 \cdot 14 \cdot d_1^2}{4} \cdot L = \frac{3 \cdot 14 \cdot (1.4)^2}{4} \cdot 3.6 = 5.54 \text{ cm}^3$$

on prendra un axe en acier de cémentation : (I6NC)

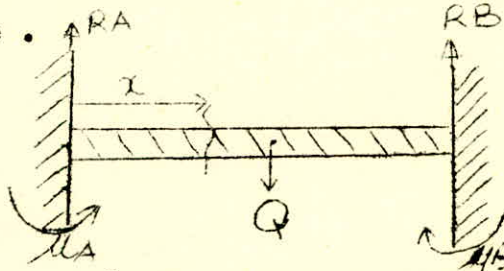
La masse de l'axe sera : $m_a = 5.54 \cdot 7.8 = 43.2 \text{ g}$

Donc la masse du piston sera :

$$m_p = m_p + m_s + m_a = 177.6 + 31.06 + 43.2 = \underline{252 \text{ g}}$$

Vérification de la masse de l'axe :

On suppose l'axe encasturé à ses deux extrémités, comme l'indique la figure .



on a: $Q = p \cdot l + F_{b \max}$ = poids de l'axe + effort exercé par la bielle

les réactions : $R_A = R_B = \frac{Q}{2} = \frac{0.43 + 333}{2} = 179.2 \text{ N}$

Si on appelle : q , la charge par unité de longueur , alors: $Q = q \cdot l$

a) Effort tranchant: $T(x) = R_A - qx$

en A : $T_A = R_A$ (car $x=0$)

en B : $T_B = R_A - ql = -\frac{Q}{2}$

b) Calcul de M_A :

$$M(x) = M_A - \frac{ql}{2}x + \frac{qx^2}{2}$$

d'où l'équation de la déformée : Y

$$EIY'' = M_A - \frac{ql}{2}x + \frac{qx^2}{2}$$

$$EIY' = M_A \cdot x - \frac{qlx^2}{4} + \frac{qx^3}{6} + C$$

en A, pour $x=0$, on a $Y' = 0$, par suite $C = 0$

si $Y' = 0$, $x=L/2$

$$\text{ce qui donne : } M_A \cdot \frac{1}{2} - \frac{q \cdot 1^3}{16} + \frac{q \cdot 1^3}{48} = 0$$

$$\text{d'où : } M_A = \frac{ql^2}{12}$$

c) Moment fléchissant :

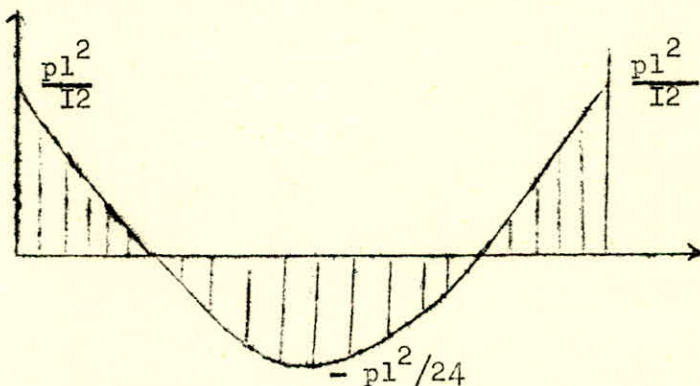
$$M(x) = \frac{ql^2}{12} - \frac{ql}{2} \cdot x + qx \cdot \frac{x}{2} \quad (\text{parabole})$$

$$\text{en A; } x=0, \quad M_A = \frac{ql^2}{12} = \frac{Ql}{12}$$

$$\text{en B; } x=1/2, \quad M_B = \frac{-ql^2}{24} = \frac{-QL}{24}$$

$$\text{en B; } x=1, \quad M_B = \frac{ql^2}{12} = \frac{Ql}{12} = \frac{179 \cdot 2 \cdot 30}{12} = 448 \text{ mm} \cdot \text{N}$$

d'où le diagramme :



Vérification à la flexion :

$$\sigma_f = \frac{M_{f_{\max}}}{\left(\frac{I}{v}\right)} = \frac{-Ql}{24 \cdot \left(\frac{3 \cdot I4 \cdot d^3}{32}\right)} = \frac{179 \cdot 2 \cdot 30}{24 \cdot \left(\frac{3 \cdot I4 \cdot (I4)^3}{32}\right)} = 0.83 \text{ N/mm}^2$$

Vérification au cisaillement :

on a vu que l'effort tranchant est maximum en A ou B;

$$T_{\max} = \frac{Q}{2}$$

$$\text{d'où la contrainte : } \sigma_c = \frac{T_{\max}}{S} = \frac{Q}{2 \cdot S} = \frac{2Q}{3 \cdot I4 \cdot d^2} = \frac{2 \cdot 179 \cdot 2}{3 \cdot I4 \cdot (I4)^2} = 0.58 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_c = 0.58 \text{ N/mm}^2$$

ce qui est acceptable pour de l'acier de nuance mi-dure

masse des segments : $m_s = V_s \cdot \rho = 4.052 \cdot 7.8 = \underline{31.06 \text{ g}}$

Vérification des segments pour les contraintes:

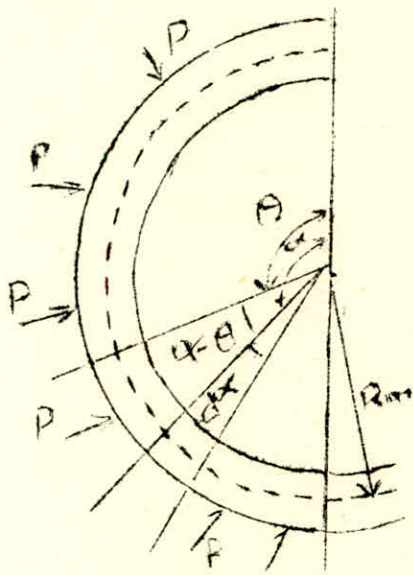
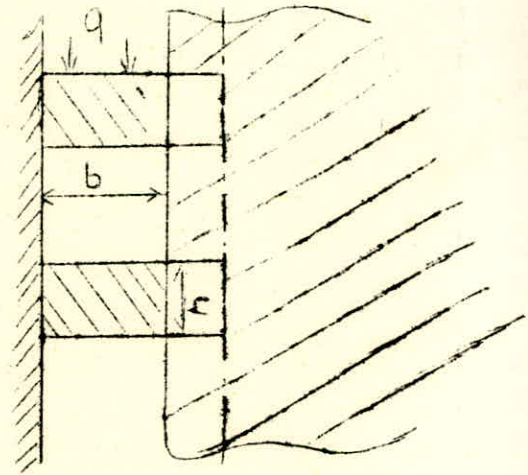


Fig 6



Le segment reçoit la poussée q du fluide (air). sous cet effort, il tend à mater la gorge ; comme le mouvement du piston est alternatif le segment doit être ajusté dans sa gorge, mais cet ajustement ne doit pas empêcher l'expansion radiale du segment.

le segment doit épouser la forme du cylindre ; il faut que la pression qu'il exerce sur celui-ci soit uniforme ;

Considérons un demi-segment (fig : 6) chargé uniformément par $p \text{ N/mm}^2$

En un point défini par l'angle θ , le moment fléchissant M_f est de la forme : $\int_0^{\theta} 3 \cdot I_4 \cdot p \cdot h \cdot R_m \cdot d\phi \cdot R_m \sin(\phi - \theta)$

puisque : $p = \text{Cste}$, alors :

$$M_{f_c} = p \cdot h \cdot R_m^2 \cdot (1 + \cos \theta)$$

sous l'effet de M_f , la section C tourne de :

$$dw = \frac{M_{f_c} \cdot R_m \cdot d\theta}{E \cdot I}$$

avec : $I = \frac{h \cdot b^3}{12}$ (section rectangulaire)

si on prend l'ensemble du disque, on aura :

$$M_f = 2 \cdot p \cdot h \cdot R_m^2 \cdot (1 + \cos \theta)$$

le I moment M_f est maximum pour $\theta = 0^\circ$

$$M_{f_{\max}} = 2 \cdot h \cdot p \cdot R_m^2$$

la contrainte de déformation est :

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{f_{\max}}}{I} \cdot v, \text{ avec: } v = \frac{b}{2}$$

$$\frac{M_{f_{\max}}}{I} \cdot v = \frac{M_{f_{\max}}}{I} \cdot \frac{b}{2} = \frac{M_{f_{\max}} \cdot I_2 \cdot b}{h \cdot b^3} \cdot \frac{b}{2} = \frac{I_2 \cdot R_m^2 \cdot p}{b^2}$$

4.3 Etude de la bielle :

Bielle réelle :

la bielle travaille en compression d'intensité variable et en flexion alternée .Elle est le plus souvent en acier matricé en forme de I;

Dans notre cas on prendra une section circulaire, avec un acier:XC42

a) dimensions de la bielle: (voir Fig :)

b) masse de la bielle : Mb

- Tête de bielle :

$$m_t = ((3.4 \cdot 3.7 \cdot 2.8) - \frac{3.14 \cdot (2.4)^2}{4} (2.8)) (7.8) + \\ + 3.14 \cdot 2 \cdot 0.2 \cdot 2.8 \cdot (2.8) - \left(\frac{0.9 \cdot 1}{2}\right) (2.8)^2 \cdot 7.8 - \\ - \left(\frac{0.4 \cdot 0.4}{2}\right) 2.8 \cdot 2 \cdot 7.8 - \left(\frac{0.5 \cdot 0.5}{2}\right) 3.4 \cdot 2 \cdot 7.8 \\ = 156 \text{ g}$$

- Corps de bielle :

$$m_c = \frac{3.14 \cdot (1.6)^2}{4} \cdot (18.7) \cdot 7.8 = 293 \text{ g}$$

- Pied de bielle :

$$m_p = ((2.7 \cdot 2.8 \cdot 2) - \frac{3.14 \cdot (1.8)^2}{4} \cdot 2) 7.8 + 3.14 \cdot 1.4 \cdot 0.2 \cdot 2 \cdot 2.8 \\ - \left(\frac{0.5 \cdot 0.5}{2}\right) \cdot 2 \cdot 2 \cdot 7.8 - \left(\frac{0.3 \cdot 0.3}{2}\right) \cdot 2 \cdot 4 \cdot 7.8 \\ = 77 \text{ g}$$

d'où la masse de la bielle :

$$M_b = 156 + 293 + 77 = 526 \text{ g}$$

c) Détermination de son centre de gravité :

Dans le repère xoy , on calcule par rapport à ox

$$Y_G = \frac{\sum m_i \cdot x_i}{\sum m_i} = \frac{77 \cdot 238 + 293 \cdot 130.5 + 156 \cdot 18.5}{77 + 293 + 156} = 113.02 \text{ mm}$$

d) Vérification du diamètre de bielle :

ON doit faire la vérification par la formule de RANKINE:

$$R_p = \frac{F}{S} \cdot \left(1 + \frac{N}{C}\right) \text{ avec : } F = \text{charge sur la bielle}$$

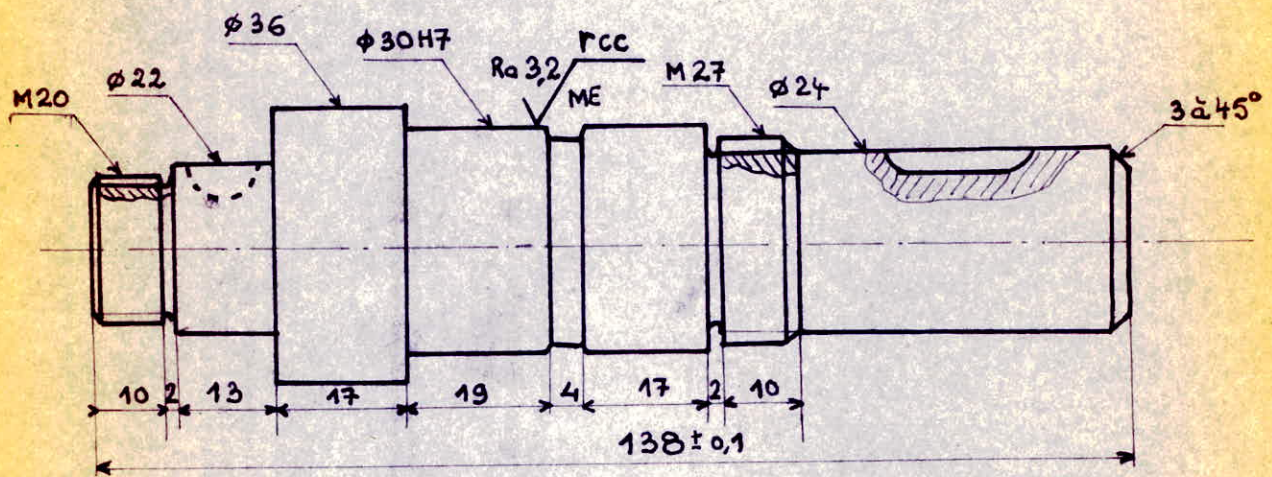
S = section de la bielle

N = limite élastique de l'acier

$$C = \frac{(3.14)^2 \cdot E \cdot I}{(L)^2 \cdot S} = \frac{F \cdot k}{S}$$

k = coefficient = 10

La formule de RANKINE donne la contrainte simple $\frac{F}{S}$, majorée par $\left(1 + \frac{N}{C}\right)$ pour tenir compte du flambement .



جامعة الوطنىة للعدو الوهمىة
 السككسكسكس

 ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
 BIBLIOTHÈQUE

	1	AXE	10 N 8	traité
REP	Nbre	DESIGNATION	MATIERE	OBSERV.

UNIVERSITE D'ALGER - ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
 DEPARTEMENT DE MECANIQUE

Propose par :
 Mr PIEROZAK

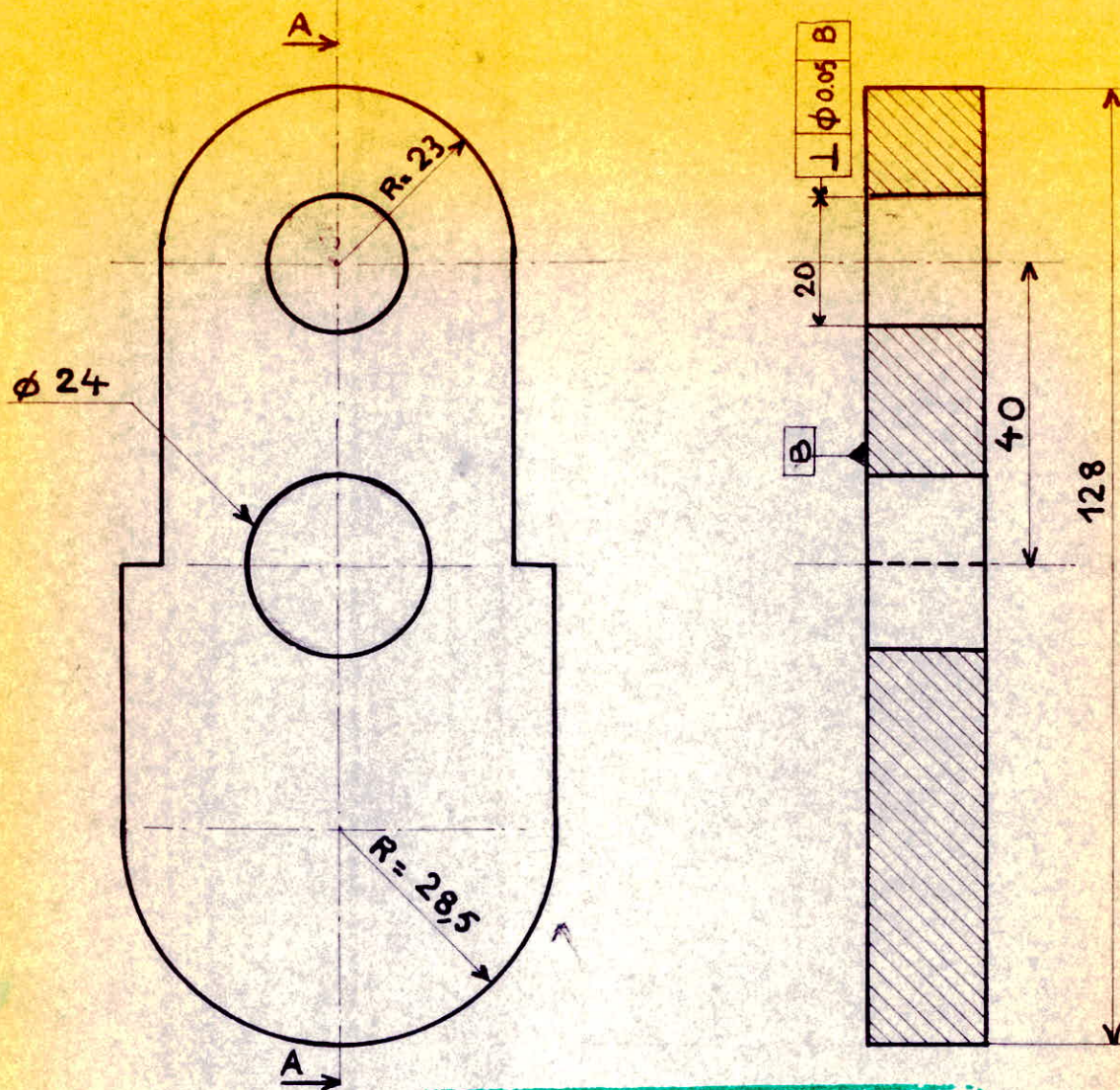
PROJET DE FIN D'ETUDES

Etudié par :
 ABANE S.

COMPRESSEUR ALTERNATIF
 MONOETAGE VOLUMETRIQUE

Promo : janv. 79

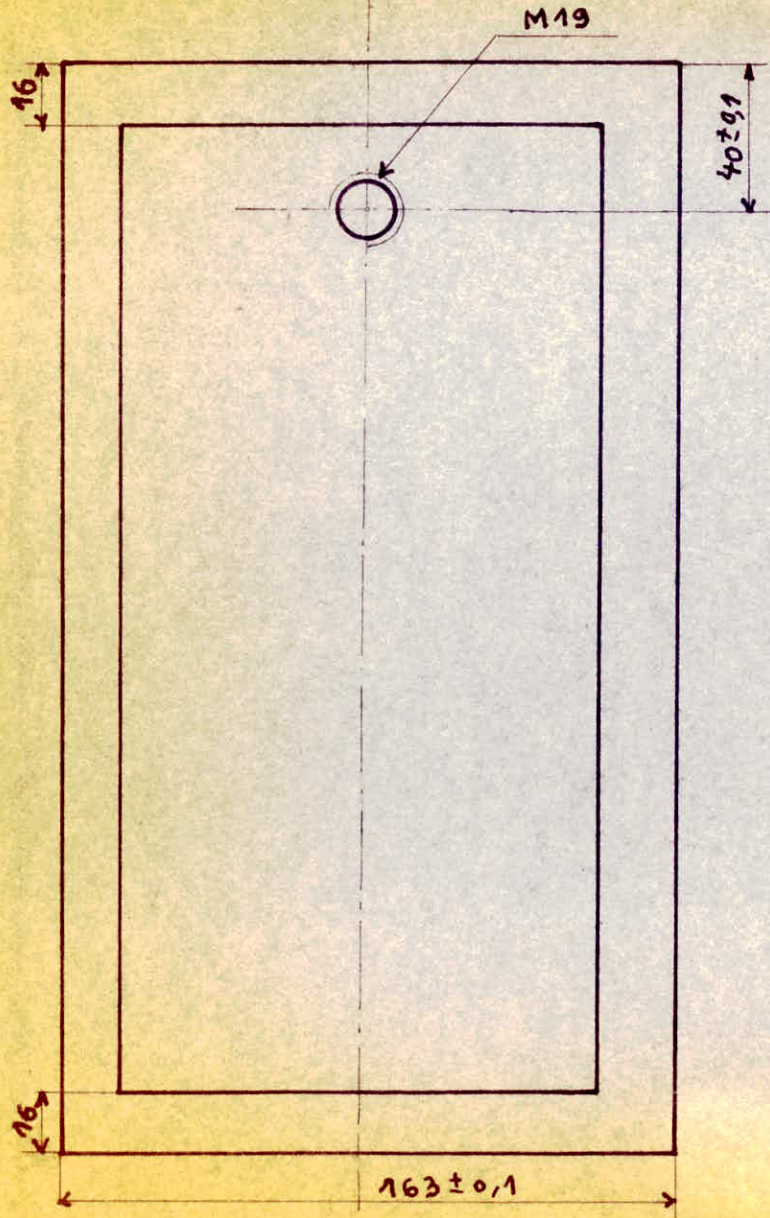
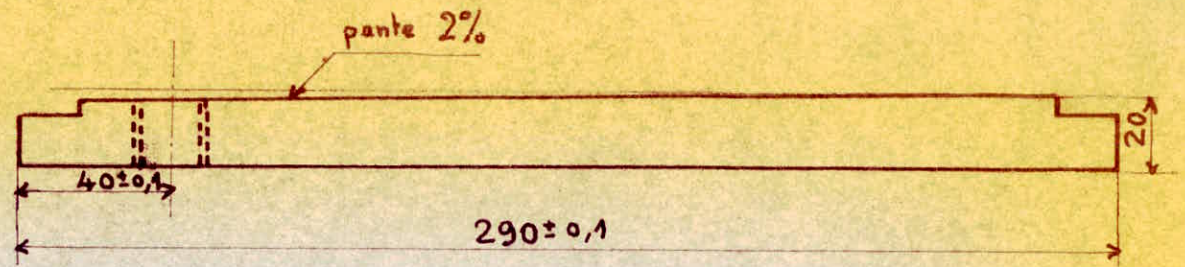
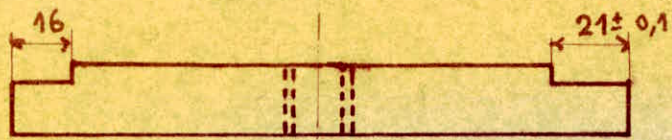
Echelle : 1



المكتبة الوطنية للعلوم الهندسية
 المكتبة

 ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
 BIBLIOTHÈQUE

REP	2	MANIVELLE	A56	OBSERV.
	Nbre	DESIGNATION	MATIERE	
UNIVERSITE D'ALGER - ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE DEPARTEMENT DE MECANIQUE				
Etudié par :		PROJET DE FIN D'ETUDES		
ABANE S.		COMPRESSEUR ALTERNATIF VOLUMETRIQUE MONOETAGE		
Proposé par :				
Mr PIEROZAK				
Promo	janv 79	Echelle : 1	MANIVELLE	



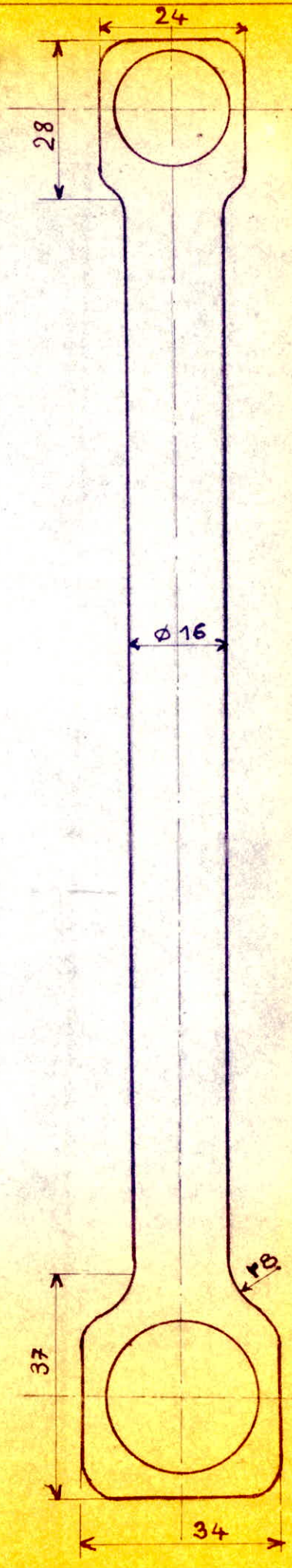
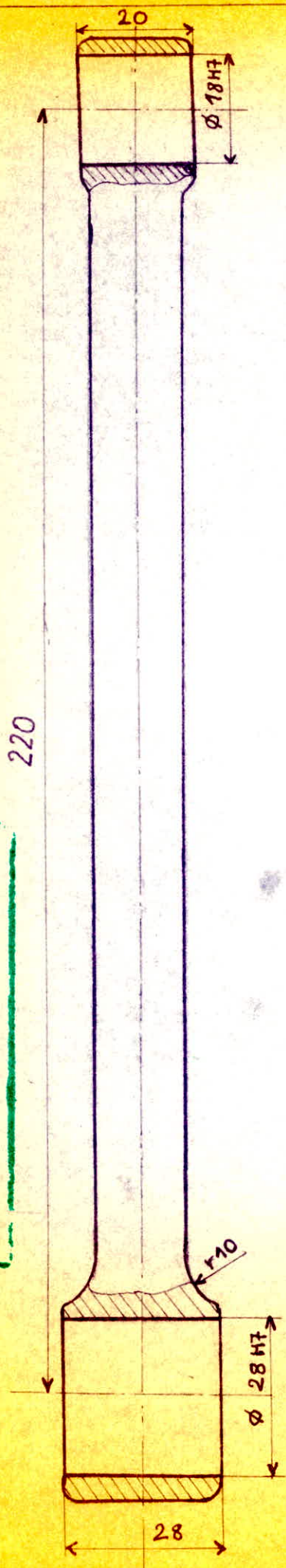
partout : $Ra 6,3$ Fr, La
ME

مدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
المكننة
.....
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHÈQUE

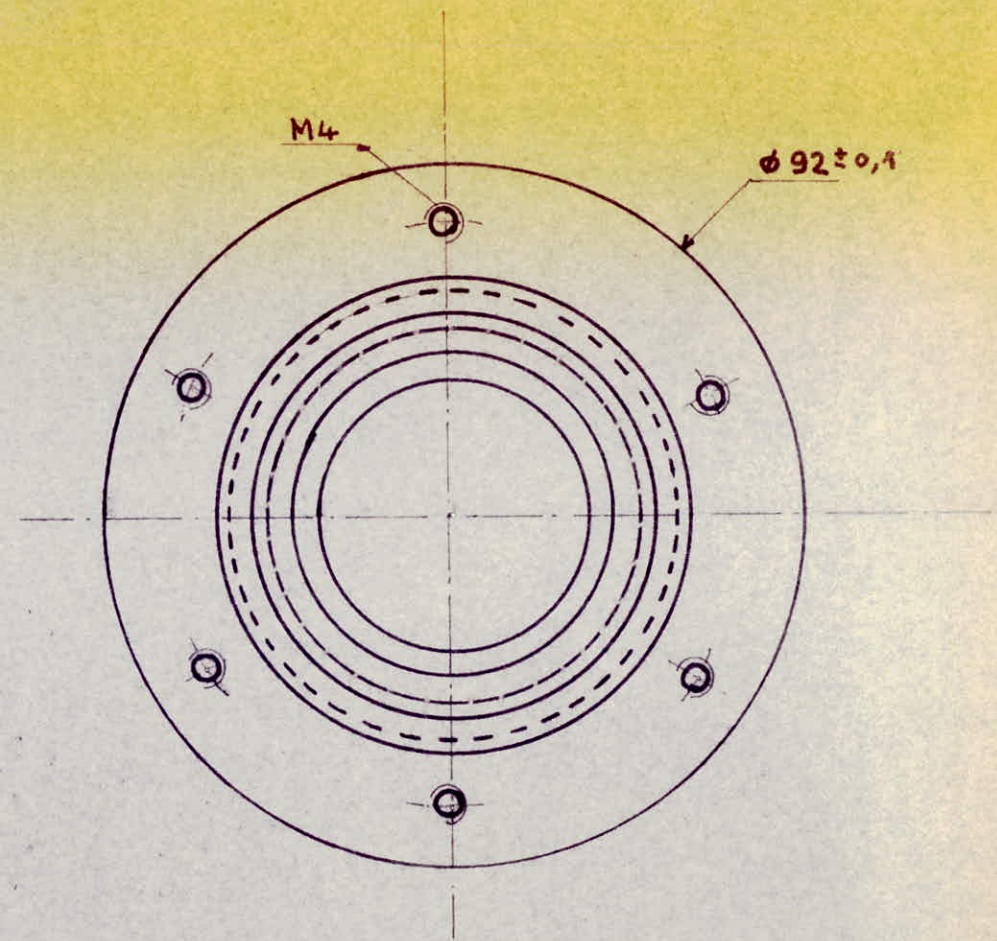
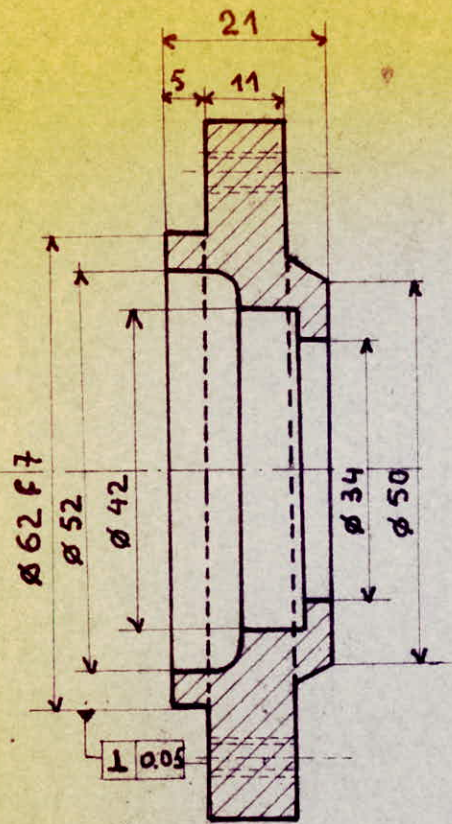
	1	Organe de bâti	A56	
Rep	Nbre	DESIGNATION	Matiere	Observation
COMPRESSEUR ALTERNATIF VOLUMETRIQUE MONOETAGE				
Echelle : 1/2				

BIELLE

Echelle : 1

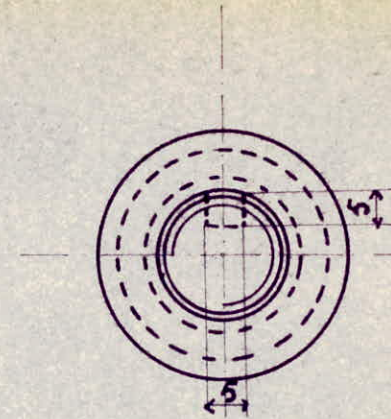
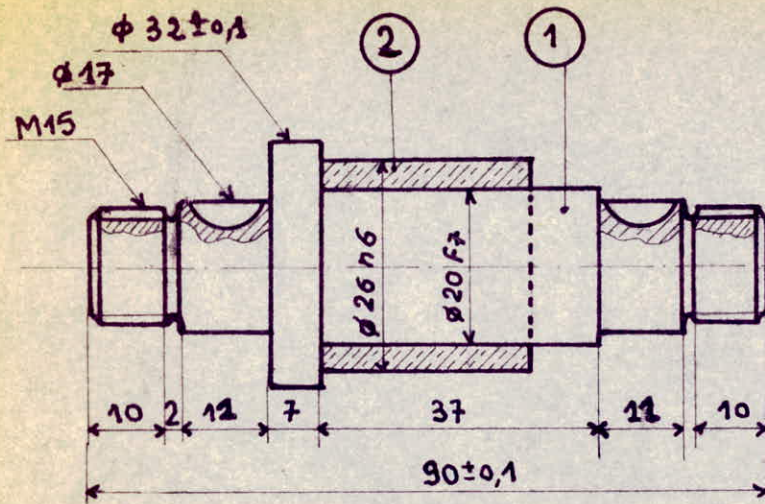


المكتبة الوطنية للعلوم والتقنية
الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
BIBLIOTHEQUE
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE



المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
المكنية
BIBLIOTHÈQUE

Rep	Nbre	Designation	Matiere	Observation
	1	Couvercle	A56	
COMPRESSEUR ALTERNATIF VOLUMETRIQUE MONOETAGE				
Echelle : 1				

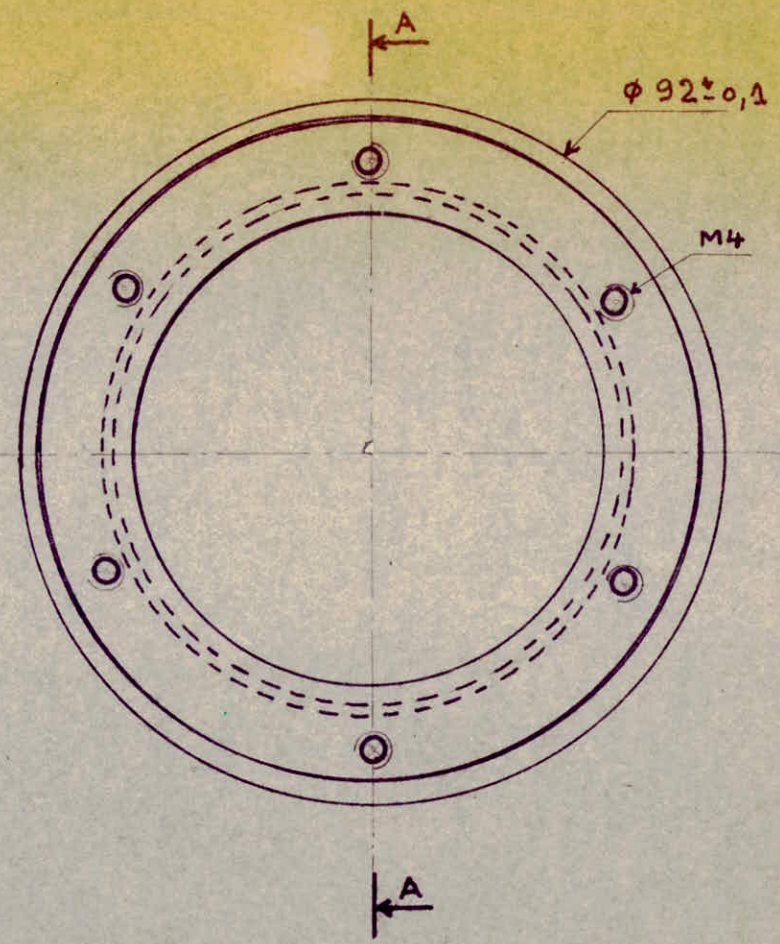
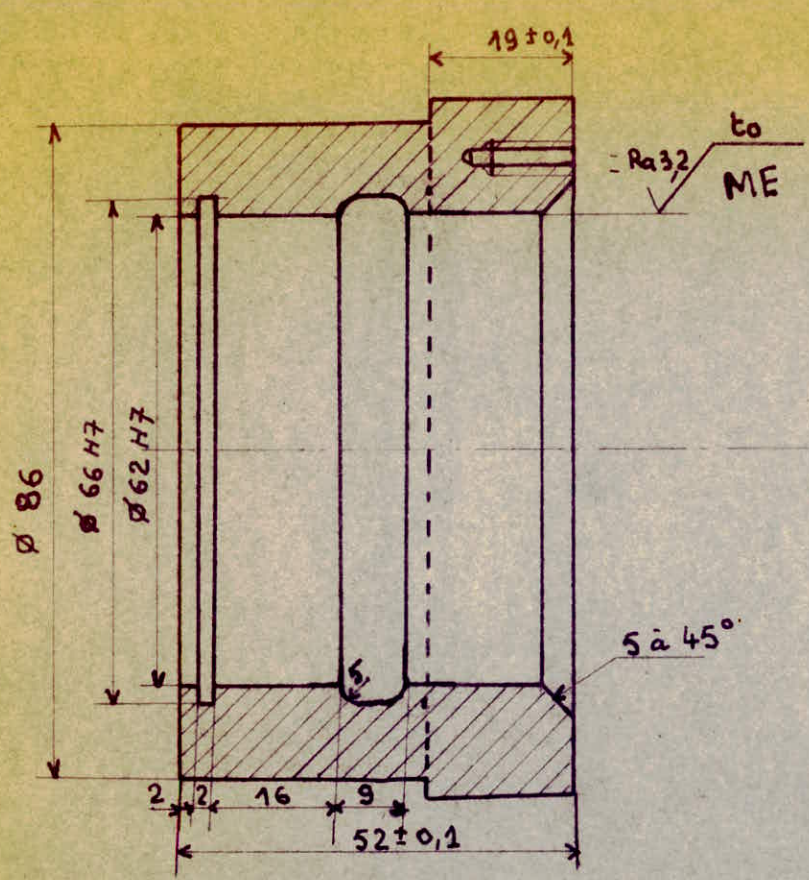


2	1	Coussinet	UE8P	
1	1	Tourillon	10N8	traité
Rep	Nbre	DESIGNATION	Matiere	Observation

COMPRESSEUR ALTERNATIF
VOLUMETRIQUE MONOETAGE

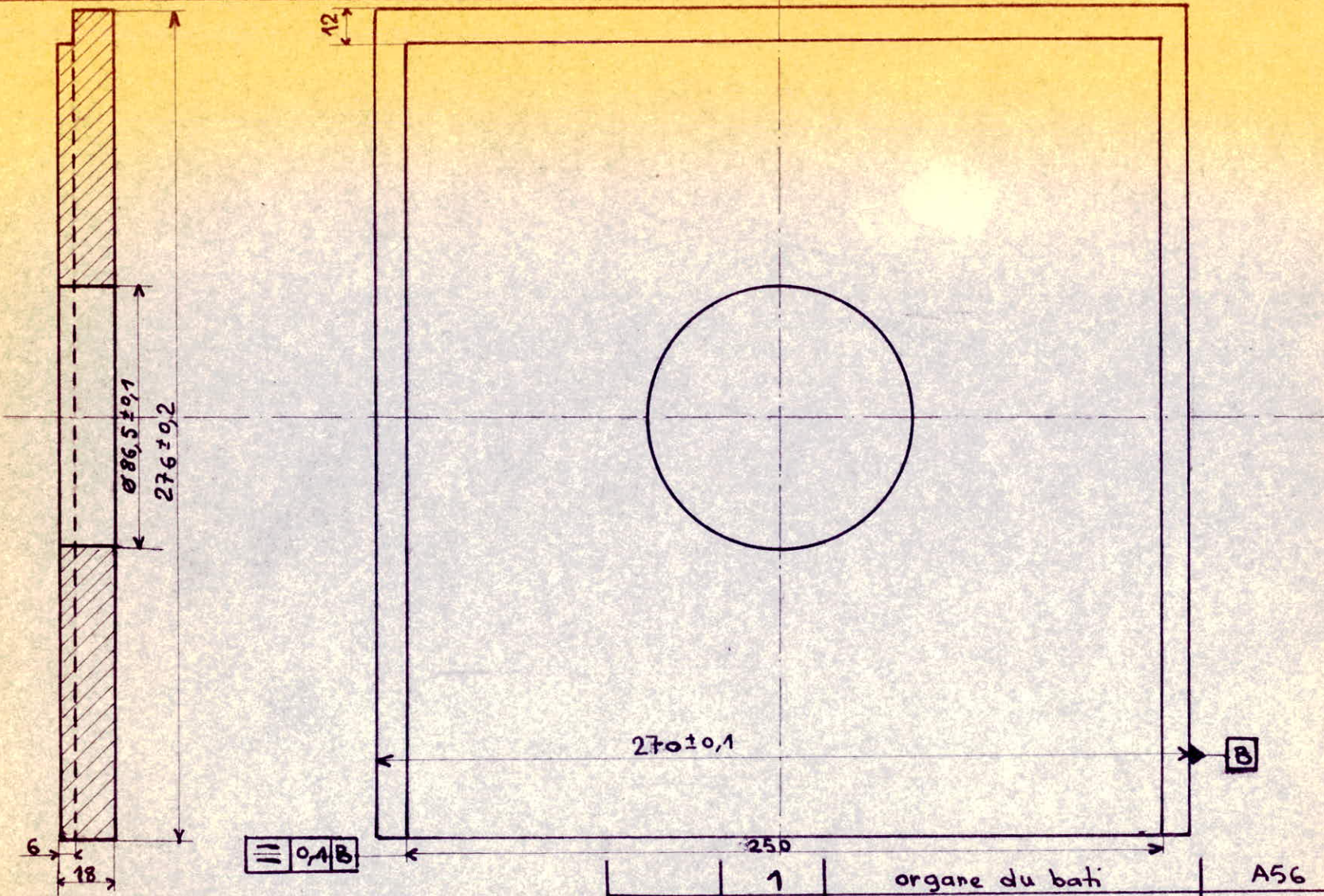
Echelle : 1

امدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
المكننة
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHÈQUE



المدرسة لوطنية للعلوم الهندسية
 — المكتبة —
 ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
 BIBLIOTHÈQUE

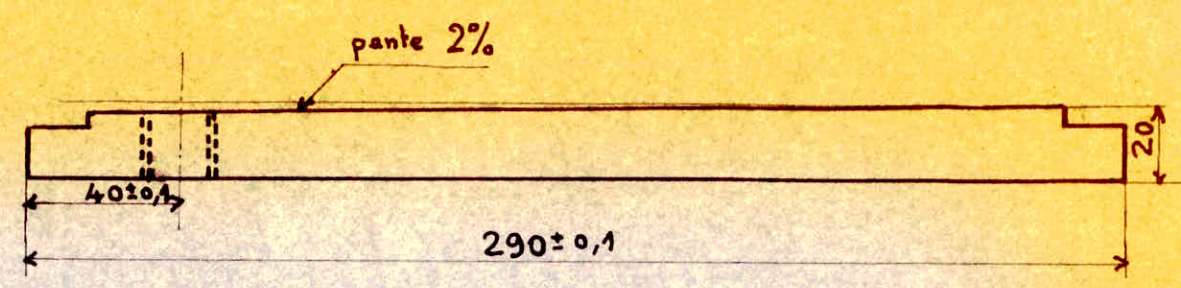
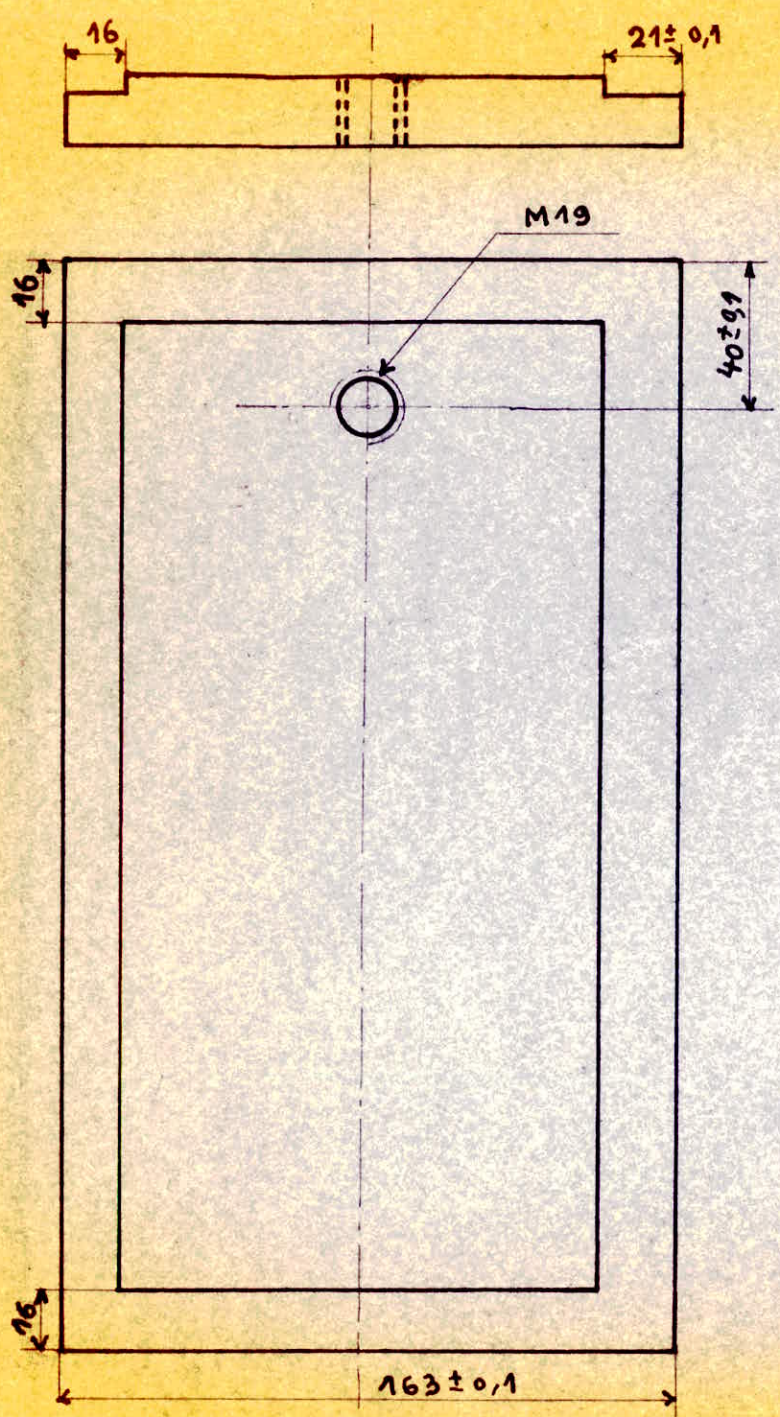
Rep	2	Boitier	A56	Observation
	Nbre	DESIGNATION	Matiere	
COMPRESSEUR ALTERNATIF VOLUMETRIQUE MONOETAGE				
Echelle : 1				



0,4 B

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
المكتبة
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHÈQUE

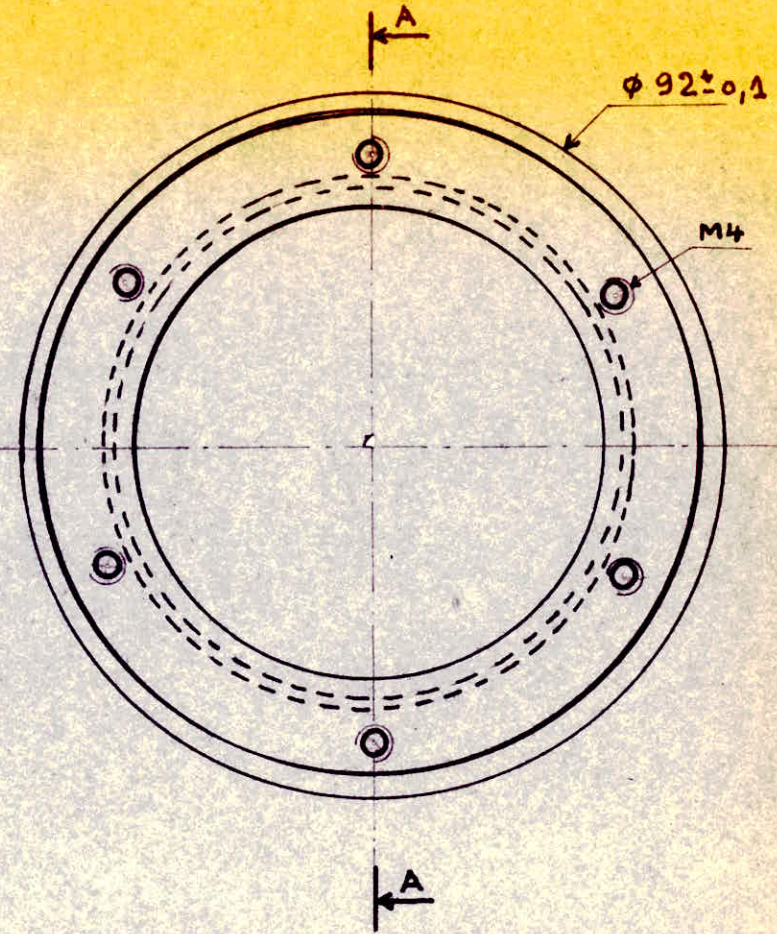
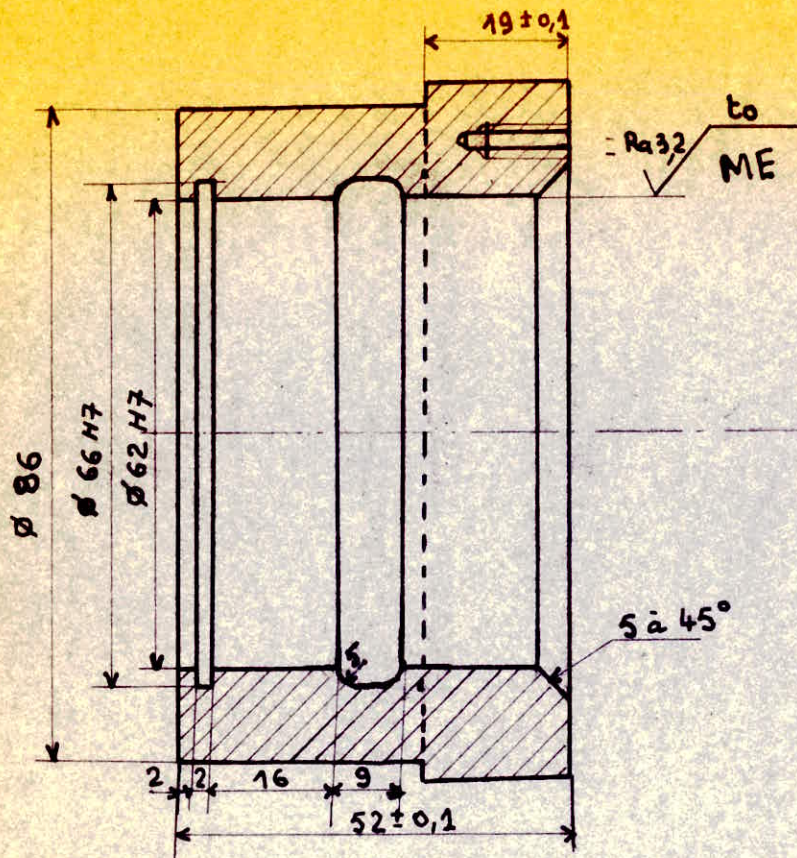
Rep.	Nbre	DESIGNATION	Matiere	Observation
	1	organe du bati	A56	
COMPRESSEUR ALTERNATIF VOLUMETRIQUE MONOETAGE				
Echelle : 1/2				



partout : $Ra\ 6,3$ Fr, La
ME

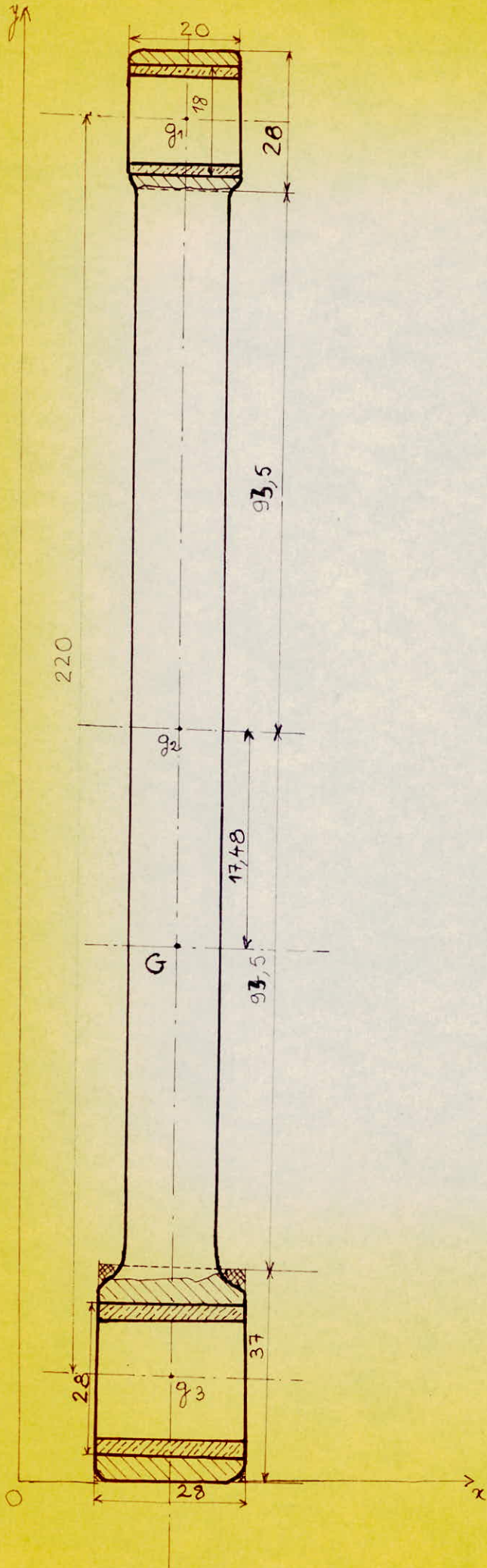
امانة الوطنية للعدد الهندسي
المكتبة
.....
BIBLIOTHEQUE

1	Organe de bati	A56		
Rep	Nbre	DESIGNATION	Matiere	Observation
COMPRESSEUR ALTERNATIF VOLUMETRIQUE MONOETAGE				
Echelle : 1/2				



جامعة الوطنية للعلوم الهندسية
 المكتبة
 ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
 BIBLIOTHÈQUE

	2	Boitier	A56	
Rep	Nbre	DESIGNATION	Matiere	Observation
COMPRESSEUR ALTERNATIF VOLUMETRIQUE MONOETAGE				
Echelle : 1				



8 Inertie fléchissante :

La bielle est de section circulaire , le moment fléchissant est :

$$M_f = \frac{M_b \cdot L \cdot w^2 \cdot R}{9 \cdot (3)^{1/3}}$$

avec : M_b = masse de bielle

L = longueur =

R = rayon de la manivelle.

la contrainte de flexion est :

$$R_p = \frac{M_f}{\left(\frac{I}{v}\right)}, \text{ avec : } \frac{I}{v} = \frac{3 \cdot I_4 \cdot d^3}{32}$$

ce qui donne : $R_p = \frac{32 M_f}{3 \cdot I_4 \cdot d^3}$

La superposition des contraintes donne : $R_p + R_p \frac{\text{rupture}}{\text{sécurité}}$

On prendra un coefficient de sécurité de : 2

$$\text{alors : } \frac{F}{S} + \frac{N}{K} + \frac{32 \cdot M_f}{3 \cdot I_4 \cdot d^3} \leq \frac{R_r}{2}$$

$$\frac{F}{S} + \frac{N}{K} + \frac{R \cdot 32 \cdot M_b \cdot L \cdot w^2}{3 \cdot I_4 \cdot d^3 \cdot 9 \cdot (3)^{1/3}} \leq \frac{R_r}{2}$$

On prendra un acier de caractéristiques :

$$- R_r = 320 \text{ N/mm}^2$$

$$- N = 200 \text{ N/mm}^2$$

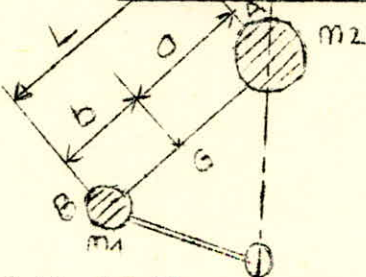
$$- E = 300000 \text{ N/mm}^2$$

une résolution approchée donne :

$$\frac{455.92}{d^2} + \frac{200}{10} + \frac{78024 \cdot I}{d^3} - \frac{320}{2} < 0$$

ce qui donne : $d \geq 9 \text{ mm}$

Bielle fictive :



Cette bielle est composée de deux masses m_1 et m_2 faisant partie respectivement de la tête de bielle et du pied de bielle , et d'un corps sans masse . G : étant le centre de gravité

Il faut vérifier : $m_1 + m_2 = M_b$

Il faut conserver la position de : G alors : $m_1 b = m_2 a$

Les deux relations précédentes donnent :

$$m_I = 275 \text{ g}$$

$$m_2 = 251 \text{ g}$$

I 4 DETERMINATION DES FORCES :

a) Forces agissant sur le piston :

- Forces de pression:

1) à la compression : ces forces sont données par :

$$F = (P - P_a) \cdot S \quad \text{avec : } P = \text{pression dans le cylindre}$$

$P_a =$ pression atmosphérique

$S =$ section du piston

La pression dans le cylindre est donnée par :

$$P = \frac{P_a (\xi + I)}{\xi + 0.5(I - \cos\theta + \frac{\lambda}{2} \sin^2\theta)}$$

$$\text{Alors : } F = \left(\frac{P_a (\xi + I)}{\xi + \frac{1}{2}(I - \cos\theta + \frac{\lambda}{2} \sin^2\theta)} - P_a \right) \cdot S$$

2) au refoulement :

au refoulement la pression est supposée constante, la force est:

$$F = (P - P_a) \cdot S = (4 - 1.013) \cdot 10^5 \cdot S$$

3) à la détente:

$$F = (P - P_a) \cdot S$$

$$\text{avec : } P = \text{pression à l'intérieur} = \frac{P_r \cdot V_0}{V_0 + \frac{3 \cdot I \lambda \cdot D^2}{4} \cdot R(I - \cos\theta + \frac{\lambda}{2} \sin^2\theta)}$$

$$\text{alors : } F = \left(\frac{P_r \cdot V_0}{V_0 + \frac{3 \cdot I \lambda \cdot D^2}{4} \cdot R(I - \cos\theta + \frac{\lambda}{2} \sin^2\theta)} - P_a \right)$$

4) à l'aspiration :

Elle se fait à pression constante:

$$F = (P - P_a) \cdot S = 0$$

donc on peut connaître à chaque de θ les forces de pression /

b) Forces d'inertie:

les masses en translation sont : $(m_2 + M_p)$

si on appelle : F_{it} = forces d'inertie de translation, alors :

$$F_{it} + (m_2 + M_p) \ddot{x} = 0$$

ce qui donne : $F_{it} = -(m_2 + M_p) \cdot \ddot{x}$

avec :

$$m_2 = 251 \text{ g}$$

M_p = masse du piston

δ = accélération du piston

- Force de pesanteur :

$$F = M_p \cdot g + m_2 \cdot g$$

donc la force sur le piston est: F_p

$$F_p = F_{it} + M_p \cdot g + F$$

$$F_p = (M_p + m_2) \cdot g - (m_2 + M_p) \cdot \delta + F$$

Ainsi on connaît pour chaque valeur de θ , la valeur de la force: F_p

b) Détermination de la force axiale sur la bielle: F_b

$$\text{on a : } \cos \varphi = \frac{F_p}{F_b}, \text{ ce qui donne : } F_b = \frac{F_p}{\cos \varphi}$$

c) détermination de la force normale sur la paroi du cylindre: F_N

$$\text{on a : } \operatorname{tg} \varphi = \frac{F_N}{F_p}, \text{ ou encore : } F_N = F_p \cdot \operatorname{tg} \varphi$$

d) Effort tangentiel sur le tourillon: F_T

$$\text{on a : } \sin \varphi = \lambda \cdot \sin \theta$$

$$\sin(\varphi + \theta) = \frac{F_T}{F_b}, \text{ alors : } F_T = F_b \cdot \sin(\varphi + \theta)$$

$$\text{ou encore : } F_T = \frac{F_p}{\cos \varphi} \cdot \sin(\varphi + \theta)$$

e) Force radiale sur les paliers: F_R

$$\text{on a : } \cos(\varphi + \theta) = \frac{F_R}{F_b}, \text{ ou encore : } F_R = F_b \cdot \cos(\varphi + \theta)$$

$$F_R = \frac{F_p}{\cos \varphi} \cdot \cos(\varphi + \theta)$$

V. 5 DETERMINATION DES COUPLES:

a) couple dû aux forces de pression :

$$C_I = F \cdot R, \text{ avec : } R = \frac{V}{w} = \frac{dx/dt}{w}$$

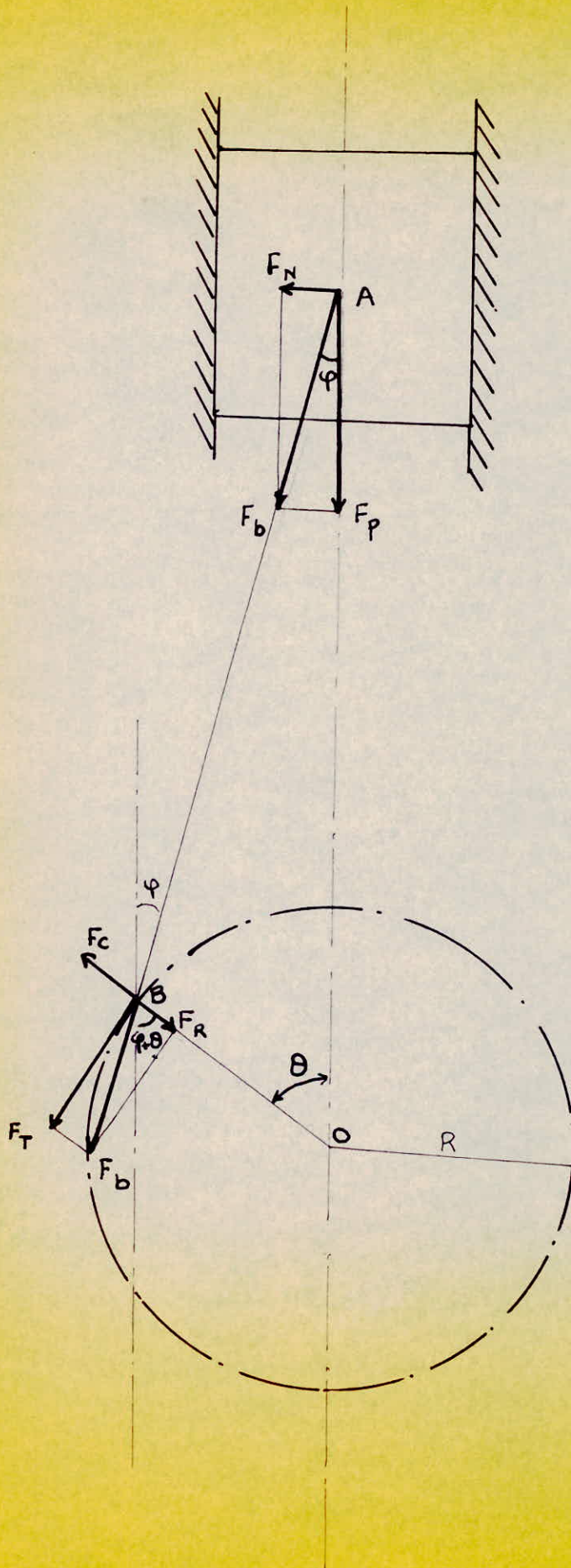
$$\begin{aligned} \text{ce qui donne : } C_I &= \frac{F}{w} \cdot \frac{dx}{dt} \\ &= \frac{F}{w} \cdot R w (\sin \theta + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\theta) \\ &= \frac{F}{w} \cdot R (\sin \theta + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\theta) \end{aligned}$$

b) Couple dû à l'inertie :

$$C_2 = F_{it} \cdot R (\sin \theta + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\theta)$$

θ°	F_{it} (N)	F (N)	F_p (N)	F_b (N)	F_T (N)	F_R (N)	F_n (N)	Cr (m.N)
0	-511.02	496.4	-9.64	-9.64	0	-9.64	0	0
10	-499.71	395.26	-99.47	-99.52	-14.17	-98.5	3.14	-0.81
20	-466.55	220.78	-240.79	-241.25	-68.25	-231.4	15	-3.85
30	-413.78	90.38	-318.42	-319.74	-134.04	-290.25	21.97	-7.36
40	-344.78	11.16	-328.75	-331.01	-181.68	-276.69	38.67	-9.62
50	-264.29	0	-259.31	-261.86	-175.2	-194.61	36.46	-8.88
60	-176.89	0	-171.91	-174.08	-135.17	-109.68	27.4	-6.49
70	-87.67	0	-82.69	-83.92	-72.79	-41.75	14.38	-3.29
80	-12.1	0	3.76	3.82	3.58	+1.33	-0.68	0.15
90	78.62	0	83.59	85	83.59	15.45	-15.45	3.34
100	148.93	0	153.9	156.48	156.42	0.85	-2.8	5.87
110	208.11	0	213.08	216.25	212.86	-38.16	-36.94	7.51
120	255.47	0	260.44	263.72	246.3	-94.26	-41.52	8.2
130	291.59	0	296.56	299.47	253.98	-158.67	-41.7	8.03
140	317.59	0	322.56	324.78	236.4	-222.7	-37.95	7.15
150	335.16	0	340.16	341.57	196.96	-279.04	-31.04	5.74
160	346.1	0	351.07	351.75	260.79	-322.42	-21.87	3.99
170	351.94	0	356.91	357.08	73.08	-349.54	-11.27	2.04
180	353.81	0	358.78	358.08	0	-358.78	0	0

θ°	F_{CT} (N)	F (N)	F_p (N)	F_b (N)	F_T (N)	F_R (N)	F_N (N)	C_r (m.N)
190	351.94	1.008	357.92	358.07	-73.28	-350.52	11.3	-2,04
200	346.11	4.1	355.18	355.86	-142.27	-326.2	22.12	-4,03
210	335.16	9.53	349.66	351.11	-202.47	-286.86	31.91	-5,9
220	317.59	17.48	340.04	342.38	-249.22	-234.77	40.01	-7,53
230	291.59	28.6	325.16	328.35	-278.48	-173.98	45.72	-8,81
240	255.47	43.6	304.04	307.07	-287.54	-110.04	48.47	-9,58
250	208.11	63.86	276.93	279.01	-276.65	-49.59	48.01	-9,77
260	148.93	91.27	245.17	249.3	-249.19	1.36	44.61	-9,35
270	78.62	128.49	212.08	215.67	-212.08	39.2	39.2	-8,48
280	-1,21	180.13	183.90	186.9	-175.29	64.88	33.46	-7,47
290	-87.67	253.78	171.08	173.63	-150.61	86.38	29.66	-6,82
300	-176.69	353.47	181.55	183.84	-142.75	115.84	28.94	-6,85
310	-264.29	524.86	265.54	267.2	-179.41	199.3	37.34	-9,08
320	-344.89	496.4	156.48	157.55	-86.48	131.7	18.4	-4,58
330	-413.78	"	87.59	87.95	-36.87	79.85	7.99	-2,02
340	-466.55	"	34.72	34.78	-9.84	33.43	2.16	-0,55
350	-499.71	"	1.66	1.66	-0.236	1.64	0.052	-0,01
360	-511.02	"	-9.64	-9.64	0	-9.64	0	0
		"						



c) Couple de pesanteur :

$$C_3 = \frac{Fg}{w} \cdot \frac{dx}{dt} = Fg \cdot R \left(\sin \theta + \frac{h}{2} \cdot \sin 2\theta \right)$$

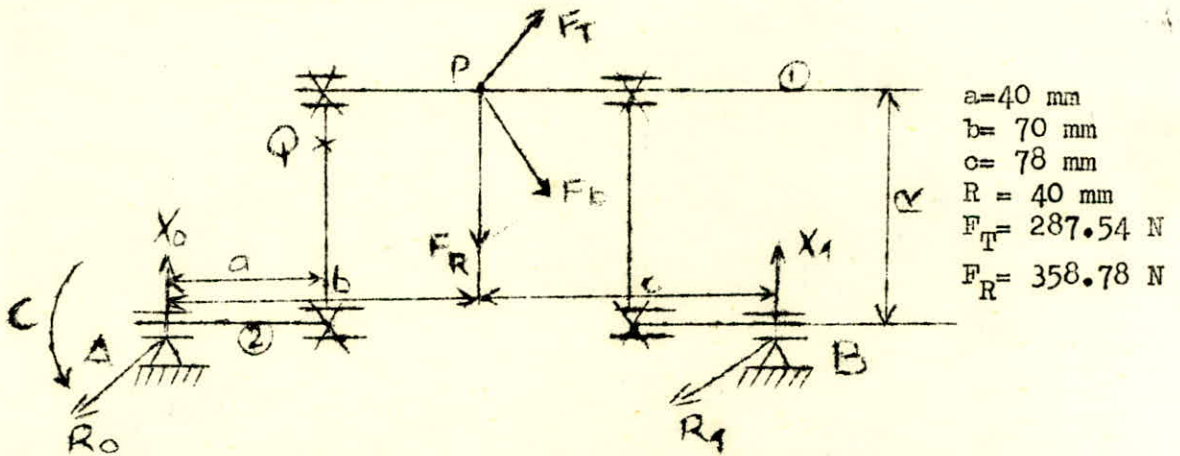
le couple résultant est :

$$C_R = C_1 + C_2 + C_3 = (F_{it} + F + Fg) \cdot R \left(\sin \theta + \frac{h}{2} \cdot \sin 2\theta \right)$$

$$C_R = F_p \cdot R \left(\sin \theta + \frac{h}{2} \sin 2\theta \right)$$

les valeurs des couples des couples sont consignées dans le tableau ci-après .

VI CALCULS DES ELEMENTS :



l'ensemble est soumis à des forces d'intensité et de directions x variables qui produisent des torsions, fléxions,, d'où fatigue importante : facteur prédominant .

Nous devons faire la détermination des contraintes pour les forces maximum agissant sur les organes .

$$M/A = 0, \text{ ou encore : } F_R \cdot B - X_I \cdot (c+b) = 0$$

$$X_I = \frac{-F_R \cdot b}{c+b} = \frac{358.78 \cdot 70}{148} = 169.7 \text{ N}$$

$$M/B = 0, \quad F_R \cdot c - X_0(b+c) = 0$$

$$X_0 = \frac{F_R \cdot c}{b+c} = \frac{358.78 \cdot 78}{148} = 189.1 \text{ N}$$

$$M/A = 0, \text{ entraîne : } R_I(b+c) - F_T \cdot b = 0$$

$$R_I = \frac{F_T \cdot b}{b+c} = \frac{287.54 \cdot 70}{148} = 136 \text{ N}$$

$$M/B = 0, \text{ donne : } R_0(b+c) = F_T \cdot c$$

$$R_0 = \frac{F_T \cdot c}{b+c} = \frac{287.54 \cdot 78}{148} = 151.51 \text{ N}$$

Sollicitations en :P

VI.1 Détermination du tourillon

— Flexion :

$$M_{fI} = X_0 \cdot b, \text{ d'où la contrainte:}$$

$$\sigma_{fI} = \frac{M_{fI}}{\left(\frac{I}{v}\right)} = \frac{32(X_0 \cdot b)}{3 \cdot 14 \cdot d^3} \text{ "}$$

le diamètre du tourillon étant pris égal à: $d = 20 \text{ mm}$

$$\text{d'où : } \sigma_{fI} = \frac{32 \cdot 189.1 \cdot 70}{3 \cdot 14 \cdot (20)^3} = 16.85 \text{ N/mm}^2$$

$$Mf_2 = R_o \cdot b$$

d'où la contrainte :

$$\sigma_{f_2} = \frac{Mf_2}{\left(\frac{I}{V}\right)} = \frac{32 \cdot Mf_2}{3 \cdot 14 \cdot d^3} = \frac{32 \cdot R_o \cdot b}{3 \cdot 14 \cdot (20)^2} = 13.5 \text{ N/mm}^2$$

— Torsion :

MtI = moment de torsion = Cr (on prend le couple maximal pour la sécurité)

$$\text{le couple max est : } Cr = 9.77 \text{ m.N}$$

d'où la contrainte :

$$t_I = \frac{Cr}{\left(\frac{I}{V}\right)} = \frac{32 \cdot Cr}{3 \cdot 14 \cdot (20)^3} = \frac{32 \cdot 9.77 \cdot 10^3}{3 \cdot 14 \cdot (20)^3} = 12.44 \text{ N/mm}^2$$

$$Mt_2 = -R_o \cdot R \quad , \text{ avec } : R = \text{rayon de la manivelle}$$

$$Mt_2 = -151.51 \cdot 40 = -6060.4 \text{ mm.N}$$

$$\text{d'où la contrainte : } t_2 = \frac{-R_o \cdot R}{\left(\frac{I}{V}\right)} = \frac{-32 \cdot R_o \cdot R}{3 \cdot 14 \cdot d^3} = \frac{-32 \cdot 6060.4}{3 \cdot 14 \cdot (20)^3}$$

$$t_2 = -7.72 \text{ N/mm}^2$$

Contraintes max.

$$\begin{aligned} \text{— De flexion : } \sigma_f &= (\sigma_{f_I}^2 + \sigma_{f_2}^2)^{1/2} \\ &= ((16.85)^2 + (13.5)^2)^{1/2} = 21.59 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

$$\text{— de torsion : } t = t_I - t_2 = 12.44 + 7.72 = 20.16 \text{ N/mm}^2$$

Contrainte idéale au point : P

$$i = (\sigma_f^2 + 4t^2)^{1/2} = ((21.59)^2 + 4(20.16)^2)^{1/2} = \frac{45.74}{45.74} \text{ N/mm}^2$$

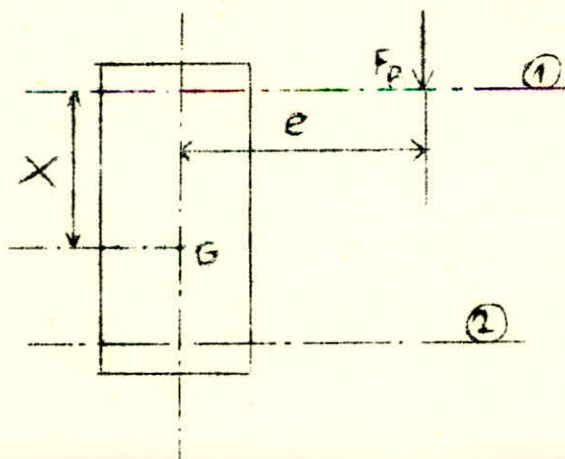
ce qui est acceptable pour un acier dur trempé et revenu /

Vérification au cisaillement :

$$\sigma_c = \frac{R_R}{S} = \frac{4 \cdot FR}{3 \cdot 14 \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 358.78}{3 \cdot 14 \cdot (20)^2} = 0.9 \text{ N/mm}^2$$

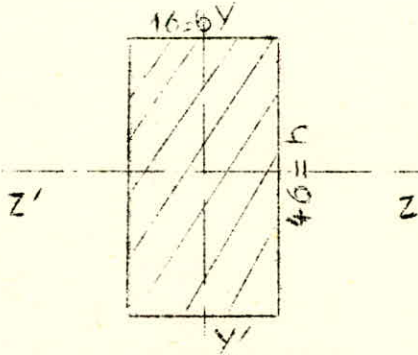
Sollicitations en : Q

VI.2 Détermination du corps de manivelle :



Soit : G le centre de gravité (voir plus loin)

le corps de manivelle est de section rectangulaire:



$$I_{zz'} = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

$$I_{yy'} = \frac{h \cdot b^3}{12}$$

$$X = 22.16 \text{ mm}$$

$$e = 27 \text{ mm}$$

L'effort ~~donne~~ F_T donne :

Flexion : $Mf_I = F_T \cdot X$

d'où la contrainte de flexion : $\sigma_{f_I} = \frac{Mf_I}{\left(\frac{I}{v}\right)}, v = \frac{h}{2}$

$$\sigma_{f_I} = \frac{6 Mf_I}{b \cdot h^2} = \frac{6 \cdot 287.54 \cdot 22.16}{16 \cdot (46)^2} = 1.13 \text{ N/mm}^2$$

Torsion : le moment qui tend à tordre la section est :

$$\begin{aligned} Mt_I &= F_T \cdot e \\ &= 287.54 \cdot 27 = 7763.58 \text{ mm} \cdot \text{N} \end{aligned}$$

d'où la contrainte de torsion :

$$t_I = \frac{Mt_I}{\frac{I_{zz'}}{v}} = \frac{6 Mt_I}{b \cdot h^2} = \frac{6 \cdot 7763.58}{16 \cdot (46)^2} = 1.37 \text{ N/mm}^2$$

on a une deuxième contrainte : t_2

$$t_2 = \frac{Mt_I}{\frac{I_{yy'}}{v}} = \frac{6 Mt_I}{h \cdot b^2} = \frac{6 \cdot 7763.58}{46 \cdot (16)^2} = 3.96 \text{ N/mm}^2$$

L'effort F_R donne :

Flexion :

le moment de flexion est : $Mf_2 = F_R \cdot e$

la contrainte de flexion est : $\sigma_{f_2} = \frac{Mf_2}{\frac{I_{yy'}}{v}} = \frac{6 Mf_2}{h \cdot (b)^2}$

$$\sigma_{f_2} = \frac{6 \cdot 358.78 \cdot 27}{46 \cdot (16)^2} = 4.93 \text{ N/mm}^2$$

Contraintes idéales :

$$\sigma_{i_I} = \frac{f_2}{2} + \frac{1}{2} (\sigma_{f_2}^2 + 4 t_I^2)^{1/2}$$

$$\sigma_{i_I} = \frac{4.93}{2} + \frac{1}{2} ((4.93)^2 + 4(1.37)^2)^{1/2} = 5.28 \text{ N/mm}^2$$

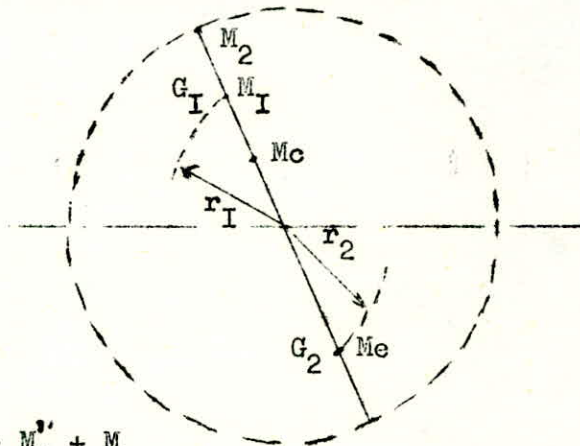
$$\sigma_{i_2} = \frac{I}{2} \cdot f_I + \frac{I}{2} \cdot ((\sigma_{f_I})^2 + 4(t_2)^2)^{1/2}$$

$$\sigma_{i_2} = \frac{1 \cdot 13}{2} + \frac{1}{2} \cdot ((1 \cdot 13)^2 + 4(3.96)^2)^{1/2}$$

$$\sigma_{i_2} = 4.57 \text{ N/mm}^2$$

On voit que ces contraintes sont admissibles largement .

VI.3 EQUILIBRAGE DES MASSES TOURNANTES :



on a : $M_I = M_2' + M_c$

avec: $M_2' = \frac{\text{masse de l'axe (maneton)}}{2}$

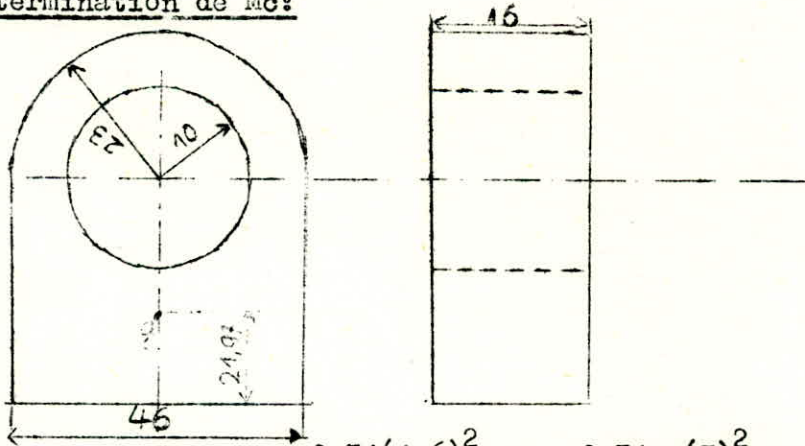
$M_c =$ masse du corps de manivelle

$M_e =$ masse d'équilibrage

pour qu'il y est équilibrage il faut:

$$M_I \cdot \omega^2 \cdot r_I = M_e \cdot \omega^2 \cdot r_2$$

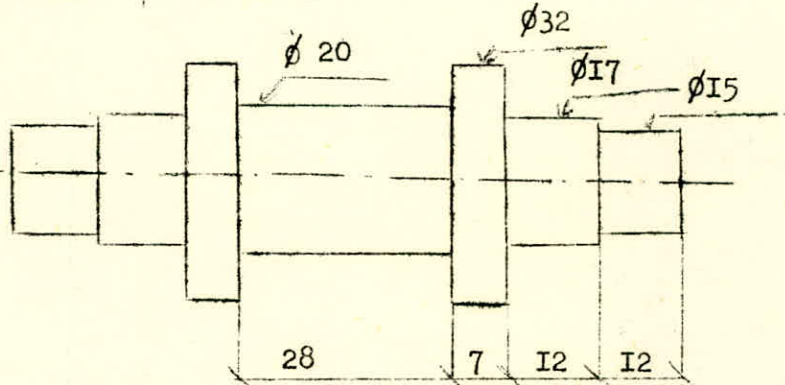
Détermination de M_c :



$$M_c = (4.6 \cdot 4 \cdot 1.6 + \frac{3 \cdot 14 (4.6)^2}{8} (1.6)) - \frac{3 \cdot 14 \cdot (1)^2}{4} (1.6) \cdot (7.8) = \underline{\underline{323.53g}}$$

Détermination de M_2 :

La masse du maneton sera :



$$M_2 = \left(\frac{(1.5)^2}{4} \cdot (1.2) \right) + \frac{(1.7)^2}{4} \cdot (1.2) + \frac{(3.2)^2}{4} \cdot (0.7) \cdot 2(3.14) \cdot 7.8 + \frac{2^2}{4} \cdot (2.8) \cdot (3.14) \cdot (7.8) \cdot \frac{1}{2}$$

$$= 116 \text{ g}$$

on doit lui ajouter la masse de l'écrou: 8 g (calculé)

et la masse de la clavette : 3 g

donc la masse de l'axe sera :

$$M_2'' = 116 + 8 + 3 = 127 \text{ g}$$

La masse M_I agit en G_I : centre de gravité de l'ensemble des deux masses

Détermination du centre de gravité: G_I

(voir Fig : 6)

a) détermination du centre de gravité de la plaque seule:

$$Y_{G_I} = \frac{\sum Y_i \cdot S_i}{\sum S_i} = \frac{(40)(46)(20) + \frac{(46)^2(40+9.76)}{8} - (20)^2(40)/4}{(40) \cdot (46) + \frac{3.14 \cdot (46)^2}{8} + \frac{3.14(20)^2}{4}} \cdot (3.14)$$

$$= 21.97 \text{ mm}$$

b) Détermination de G_I

$$Y_{G_I} = \frac{\sum Y_i \cdot M_i}{\sum M_i} = \frac{127 \cdot 40 + 323.53 \cdot 21.97}{127 + 323.53} = 27.05 \text{ mm}$$

Détermination du centre de gravité : G_2

$$Y_{G_2} = \frac{\sum Y_i \cdot S_i}{\sum S_i} = \frac{(56.8) \cdot 36 \cdot 18 + 3.14(56.8)^2/8 \cdot (36+12.05)}{((56.8)(36) + \frac{3.14 \cdot (56.8)^2}{8}) \cdot (1.6)(7.8)}$$

$$= 29.49 \text{ mm}$$

Masse d'équilibrage:

$$M_e = \frac{(56.8)(3.6) + \frac{3.14 \cdot (56.8)^2}{8}}{10} \cdot (1.6)(7.8) = 413.3 \text{ g}$$

où : la valeur : 7.8 représente la masse volumique de l'acier

Vérifions s'il y a bien équilibrage:

on doit avoir :

$$M_1 \cdot r_1 = M_2 \cdot r_2$$

$$\text{où : } r_1 = Y_{G_1} = 27.05 \text{ mm}$$

$$r_2 = Y_{G_2} = 29.49 \text{ mm}$$

ce qui donne :

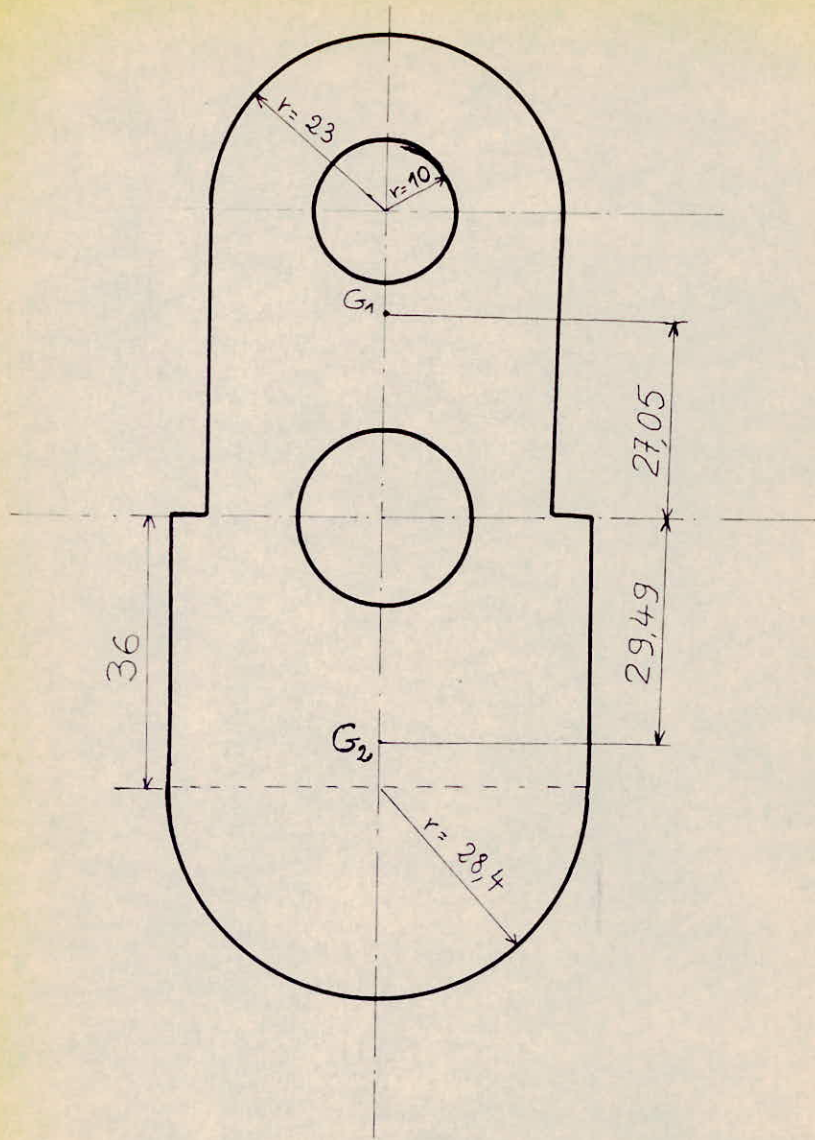
$$M_1 \cdot r_1 = (127 + 323.53) (27.05) = 12186.84$$

$$M_2 \cdot r_2 = 413.3 (29.49) = 12188.2$$

à comparer les deux résultats ci-dessus ,on peut à priori dire que l'équilibrage est bon .

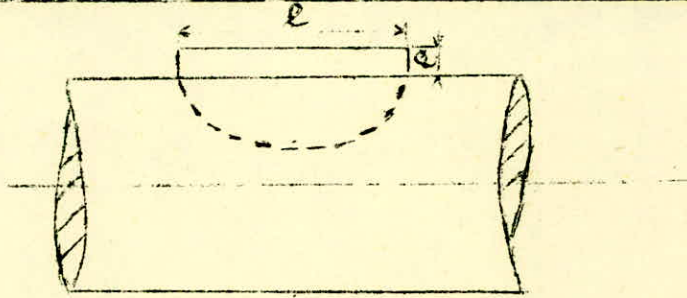
47'

fig: 6



Manivelle

VI.4 Détermination des dimensions de la clavette du tourillon



La longueur l se détermine à partir de la pression de contact

$$p = \frac{F_T}{l \cdot e} \quad \text{avec ; } F_T: \text{ effort tangentiel max. sur l'arbre}$$

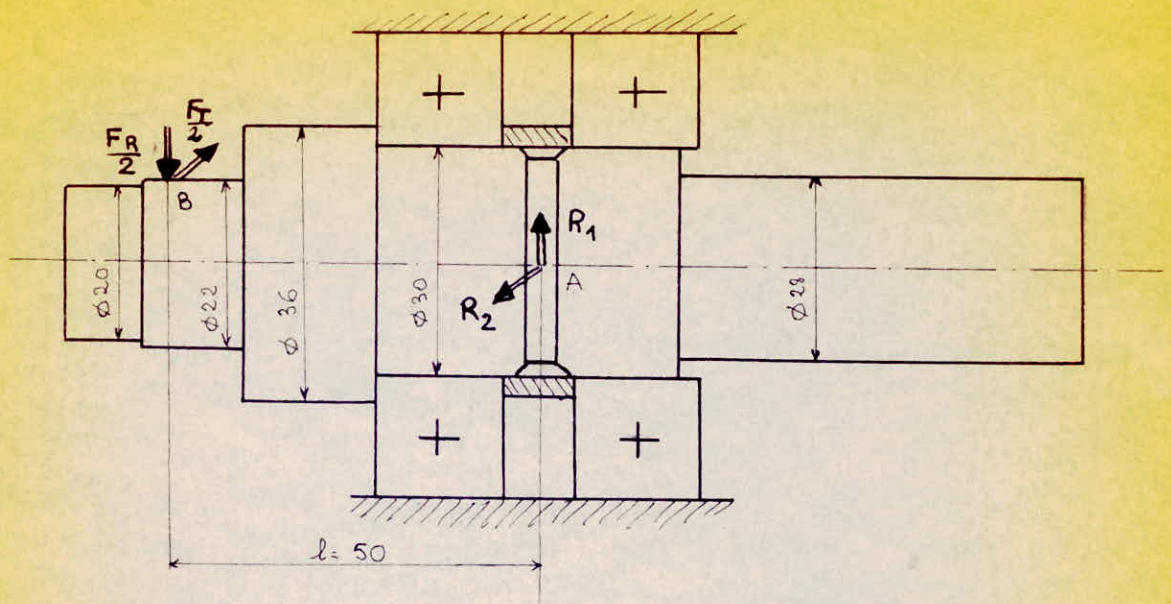
La pression est choisie dans un tableau ,et ceci d'après les conditions de fonctionnement .

pour une construction soignée: $p = 20 \text{ N/mm}^2$

$$\begin{aligned} \text{d'où : } l &= \frac{F_T}{p \cdot e} \\ &= \frac{287.54}{20 \cdot 2} = 7.18 \text{ mm} \end{aligned}$$

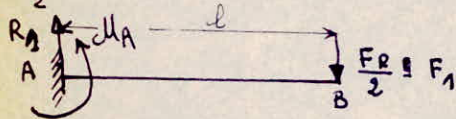
on prendra : $l = 8 \text{ mm}$

Verification de l'arbre - Calcul de roulements



1° Verification de l'arbre:

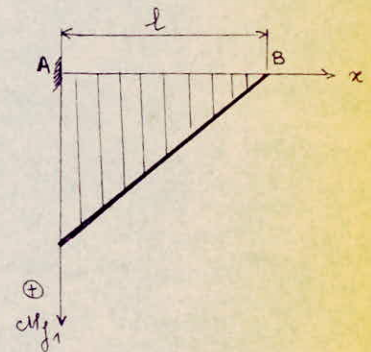
On suppose l'arbre encasté à une extrémité et soumis à une charge $\frac{F_T}{2}$ et $\frac{F_R}{2}$ de l'autre. poids négligé.



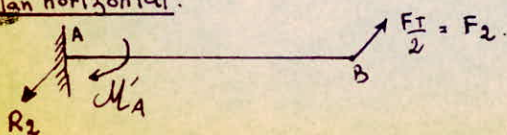
avec $\frac{F_R}{2} = F_1 = \frac{35878}{2} = 17941 \text{ N}$

a) plan vertical:

- Moment d'encastrement: $M_A = F_1 \cdot l$
- La réaction en A : $R_A = F_1$
- effort tranchant : $T_1 = F_1$
- Moment flechissant: $M_{f_1 \max} = F_1 \cdot l$
 $= 17941 \cdot 50$
 $= \underline{8970 \text{ mm} \cdot \text{N}}$



b) plan horizontal:



avec: $\frac{F_T}{2}, F_2 = \frac{28754}{2} = 14377 \text{ N}$

- effort tranchant: $T_2 = F_2$
- Moment flechissant: $M_{f_2 \max} = F_2 \cdot l = 14377 \cdot 50$
 $= \underline{7190 \text{ mm} \cdot \text{N}}$

c) Moment flechissant total: $M_{ft} = \sqrt{M_{f_1}^2 + M_{f_2}^2}$

$$= \sqrt{(8970)^2 + (7190)^2} = 11495,9 \text{ mm} \cdot \text{N}$$

d/ Moment de torsion : M_t

$$M_t = \text{est égal au couple moteur} \\ = 6820 \text{ mm} \cdot \text{N}$$

e/ Moment idéal : M_i

$$M_i = \sqrt{M_{jt}^2 + \alpha M_t^2} = \sqrt{(11495,9)^2 + 0,6(6820)^2}$$

$$M_i = 12651,5 \text{ mm} \cdot \text{N}$$

f/ détermination du diamètre de l'arbre

$$\text{on a : } \frac{M_i}{\frac{I_0}{v}} \leq \sigma_a$$

avec : σ_a : contrainte admissible = 130 N/mm^2 .

$$I_0 : \text{moment d'inertie} = \frac{\pi d^4}{64}$$

$$v = \frac{d}{2}$$

$$\Rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_i}{\pi \cdot \sigma}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 12651,5}{3,14 \cdot 130}} = 9,87 \text{ mm.}$$

$$\underline{d \geq 9,87 \text{ mm.}}$$

2/ Calcul de roulement :

a) effort radial résultant : F_r

$$F_r = (R_1^2 + R_2^2)^{1/2} = \left[(179,4)^2 + (143,8)^2 \right] = 229,92 \text{ N}$$

b) effort axial : nul $\Rightarrow F_a = 0$

on calcule le roulement pour une durée $L_h = 5000 \text{ h}$. à une vitesse $N = 1400 \text{ t/mn}$.

La capacité dynamique est : $C = P \sqrt[3]{L}$ (roulement à billes).

avec P : charge dynamique équivalente.

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad ; \quad \text{avec } X = 1 \text{ si } F_a = 0$$

$$\underline{P = F_r = 229,92 \text{ N}}$$

$$L = \frac{N \cdot 60 \cdot L_h}{10^6} = \frac{1400 \cdot 60 \cdot 5000}{10^6} = 420$$

$$\text{ce qui donne : } \frac{C}{P} = \sqrt[3]{420} = 7,47$$

$$\text{donc : } C = P \cdot 7,47 = 229,92 \cdot 7,47 = 171,75 \text{ daN}$$

* Pour des raisons de constructions, on prendra un roulement : $\emptyset 30-62-16$
dont la capacité : $C = 1500 \text{ daN}$.

VII DIMENSIONS DU VOLANT D'INERTIE :

Calcul du couple résistant moyen : Crm

Détermination du travail du couple pendant chacune des phases:

a) Aspiration :

pendant l'aspiration le couple se présente sous la forme :

$$Cr = (F_{iT} + F_g + F) \cdot R$$

il est nul: si $(F_{iT} + F_g + F) = 0$

en remplaçant les forces par leurs valeurs, et en remarquant que $F=0$,

$$\text{on aura : } 4.93 - 0.503 R \cdot \frac{2}{\lambda} (\cos \theta + \frac{\lambda}{2} \cos 2\theta) = 0$$

$$\text{avec : } \cos 2\theta = 2\cos^2 \theta - 1$$

$$\text{ce qui donne : } -155.66\cos^2 \theta - 432.4\cos \theta + 82.76 = 0$$

$$\text{alors : } \cos \theta = 0.1797$$

$$\text{d'où : } \theta = 79.64^\circ ; \text{ on prendra } \theta = 80^\circ$$

le travail sera :

$$W_a = \int_{4I}^{80} C_a \cdot d\theta$$

$$W_a = \int_{4I}^{80} (-432.4(\cos \theta + 0.36\cos^2 \theta - 0.18) + 4.93) \cdot 0.04(I - \cos^2 \theta)^{1/2} (I + 0.18\cos \theta) d\theta$$

on sépare en deux intégrales :

$$I_1 = \int_{4I}^{80} 3.3I(I - \cos^2 \theta)^{1/2} (I + 0.18\cos \theta) d\theta$$

$$I_2 = \int_{4I}^{80} -17.3(\cos \theta + 0.36\cos^2 \theta)(I - \cos^2 \theta)(I + 0.18\cos \theta) d\theta$$

on fait un changement de variable : $\cos \theta = t$

$$\theta = (4I ; 80) \text{ donne : } t = (0.755 ; 0.174)$$

on aura :

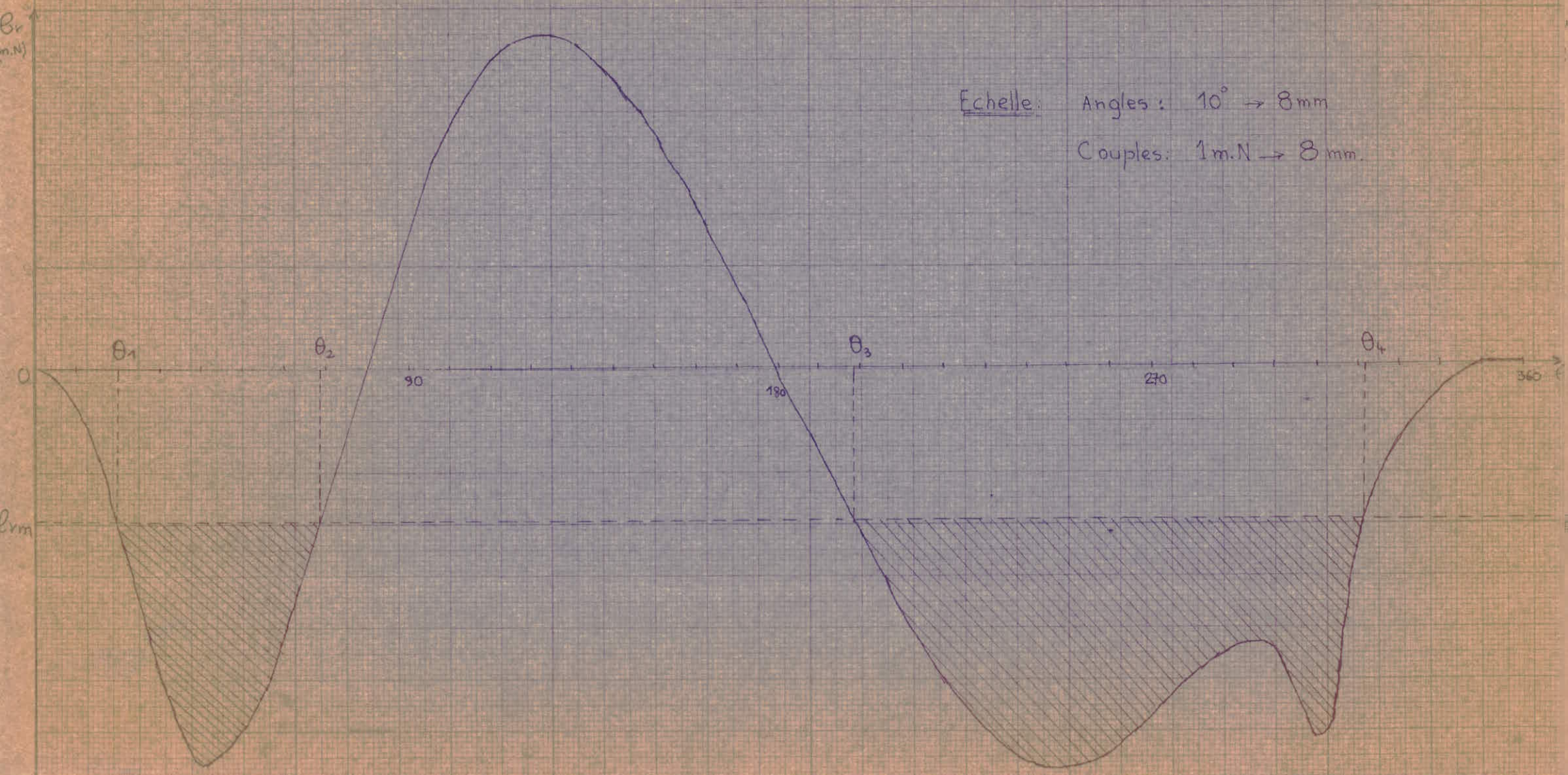
$$\theta = \arccos t \quad , \quad d\theta = \frac{dt}{(1-t^2)^{1/2}}$$

$$I_1 = \int_{0.755}^{0.174} 3.3I(I + 0.18t) dt$$

tous calculs faits, on trouve : $I_1 = 2.083 \text{ J}$

$$I_2 = \int_{0.755}^{0.174} -17.3(t + 0.36t^2)(I + 0.18t) dt$$

après avoir effectué les calculs, on trouve : $I_2 = 6.081 \text{ J}$



Alors : $W_a = 6.081 - 2.083 = 3.99 \text{ J}$

b) Compression :

le travail du couple est : $W_c = \int_{180}^{310} C_c \cdot d\theta$

le couple est de la forme :

$$C_c = (F_{it} + F_g + F) \cdot R(\sin\theta + \frac{\lambda}{2}\sin 2\theta)$$

$$\text{avec : } F = \frac{Pa(\xi + I)}{\left\{ \xi + I(1 - \cos\theta + \frac{\lambda}{2}\sin^2\theta) \right\}} - Pa) \cdot \frac{3 \cdot I \cdot A \cdot D^2}{4}$$

$$W_c = \int_{180}^{310} \left((-432.4I(\cos\theta + 0.36\cos^2\theta - 0.18) + 4.93 + \frac{176.77}{0.595 - 0.5\cos\theta - 0.045\cos^2\theta} - 168.3 \right. \\ \left. \cdot 0.04((1 - \cos^2\theta)^{1/2} + 0.18\cos\theta(1 - \cos^2\theta)^{1/2}) \right) d\theta$$

on séparera cette intégrale en trois :

$$I_1 = \int_{180}^{310} \left(\frac{176.77 \cdot 0.04(1 - \cos^2\theta)^{1/2}(1 + 0.18\cos\theta)}{(0.595 - 0.5\cos\theta - 0.045\cos^2\theta)} \right) d\theta$$

$$I_2 = \int_{180}^{310} -3.42(1 - \cos^2\theta)^{1/2}(1 + 0.18\cos\theta) d\theta$$

$$I_3 = \int_{180}^{310} -17.3(\cos\theta + 0.36\cos^2\theta)(1 - \cos^2\theta)^{1/2}(1 + \cos\theta) \cdot d\theta$$

on pose : $\cos\theta = t$, alors $\theta = \arccos t$, d'où : $d\theta = \frac{dt}{(1-t^2)^{1/2}}$

$$I_1 = \int_{-1}^{0.643} \frac{7.07 + 1.27(t) dt}{0.595 - 0.5t - 0.045t^2} = \left\{ -14.14 \text{ Log}(0.595 - 0.5t - 0.045t^2) \right\}_{-1}^{0.643}$$

$$I_1 = \underline{18.639 \text{ J}}$$

$$I_2 = \int_{-1}^{0.643} -3.42(1 + 0.18t) dt$$

on trouve : $I_2 = -5.44 \text{ J}$

$$I_3 = \int_{-1}^{0.643} -17.3(t + 0.36t^2)(1 + 0.18t) dt$$

le calcul de cette intégrale donne : $I_3 = 1.362 \text{ J}$

alors : $W_c = 18.639 - 5.44 + 1.362$

$$W_c = \underline{14.56 \text{ J}}$$

c) Refolement :

au refolement, le couple est donné par :

$$Cr = (-F_{it} + F_g + F) \cdot R (\sin \theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta)$$

$$\text{avec : } F = (Pr - Pa) \cdot \frac{3 \cdot I_4 \cdot D^2}{4} ; \text{ force de pression}$$

Le travail du couple est donc :

$$W_r = \int_{310}^{360} Cr \cdot d\theta ; \text{ car le refolement a lieu entre : } 310^\circ \text{ et } 360^\circ$$

$$W_r = \int_{310}^{360} (-432.4I(\cos\theta + 0.36\cos^2\theta - 0.18) + 4.93 + 496.4)(0.04(I - \cos^2\theta)^{1/2}(I + 0.18\cos\theta)) d\theta$$

on sépare en deux intégrales :

$$I_1 = \int_{310}^{360} 23.16(I - \cos^2\theta)^{1/2}(I + 0.18\cos\theta) d\theta$$

$$I_2 = \int_{310}^{360} -17.3(\cos\theta + 0.36\cos^2\theta)(I - \cos^2\theta)^{1/2}(I + 0.18\cos\theta) d\theta$$

on pose : $\cos\theta = t$, pour aboutir à :

$$\theta = (310^\circ ; 360^\circ) \text{ donne : } t = (0.643 ; 1)$$

$$\text{Alors : } I_1 = \int_{0.643}^1 23.16(I + 0.18t) dt$$

le calcul donne : $I_1 = 9.49 \text{ J}$

la deuxième intégrale donne :

$$I_2 = \int_{0.643}^1 -17.3(t + 0.36t^2)(I + 0.18t) dt$$

la valeur de I_2 est :

$$I_2 = -7.59 \text{ J}$$

le travail du couple est :

$$W_r = 9.49 - 7.59 = 1.9 \text{ J}$$

d) Détente :

Le couple de détente est donné par :

$$C_d = (F_{it} + F_g + F) \cdot R (\sin \theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta)$$

$$\text{avec : } F = \left(\frac{Pr \cdot V_o}{V_o + \frac{3 \cdot I_4 \cdot D^2}{4} \cdot R(1 - \cos\theta + \frac{\lambda}{2} \sin^2\theta)} - Pa \right) \cdot \frac{3 \cdot I_4 \cdot D^2}{4}$$

Le travail du couple est:

$$Wd = \int_0^{4I} Cd \cdot d\theta$$

si on developpe les calculs ,on trouve:

$$Wd = \int_0^{4I} (-432 \cdot 4I(\cos\theta + 0.36\cos^2\theta - 0.18) + 4.93 + \frac{4 \cdot 4I^4 \cdot 10^{-3}}{(7.9 - 6.64\cos\theta - \frac{5.97\cos^2\theta}{10}) \cdot 10^{-5}} - 1) \cdot 0.04(I - \cos^2\theta)^{1/2}(I + 0.18\cos\theta) d\theta$$

on sépare cette intégrale en trois intégrales :

$$I_1 = \int_0^{4I} \frac{1.76 \cdot 10^{-4}(I - \cos^2\theta)^{1/2}(I + 0.18\cos\theta)}{(7.96 - 6.64\cos\theta - 0.597\cos^2\theta) \cdot 10^{-5}} d\theta$$

$$I_2 = \int_0^{4I} -3.42(I - \cos^2\theta)^{1/2}(I + 0.18\cos\theta) d\theta$$

$$I_3 = \int_0^{4I} -17.3(\cos\theta + 0.36\cos^2\theta)(I - \cos^2\theta)^{1/2}(I + 0.18\cos\theta) d\theta$$

on pose de même : $\cos\theta = t$

$$\theta = (0 ; 4I) \text{ donne : } t = (1 ; 0.755)$$

$$I_1 = \int_1^{0.755} \frac{1.76 \cdot 10^{-4}(I + 0.18t)}{(7.9 - 6.64t - 0.597t^2) \cdot 10^{-5}} dt$$

$$I_1 = \left[-2.65 \text{ Log}(7.9 - 6.64t - 0.597t^2) \cdot 10^{-5} \right]_1^{0.755}$$

$$I_1 = -3.55 \text{ J}$$

$$I_2 = \int_1^{0.755} -3.42(I + 0.18t) dt$$

$$I_2 = 1.01 \text{ J}$$

calcul de I_3 :

$$I_3 = \int_1^{0.755} -17.3(t + 0.36t^2)(I + 0.18t) dt$$

tous calculs effectués ,on trouve:

$$I_3 = 5.68 \text{ J}$$

le travail du couple est :

$$Wd = -3.55 + 1.01 + 5.68 = 3.14 \text{ J}$$

Couple résistant moyen : C_{rm}

Le couple résistant moyen est tel que :

$$\begin{aligned} -2. \quad 3.14 \cdot C_{rm} &= W_a + W_c + W_r + W_d \\ &= 3.99 + 14.56 + 1.9 + 3.14 = 23.59 \text{ J} \end{aligned}$$

alors : $C_{rm} = \underline{\underline{3.76 \text{ m.N}}}$

Détermination des angles pour lesquels le couple résultant devient égal au couple résistant moyen pour chacune des phases.

Graphiquement on lit :

- détente : $\theta_1 = 20^\circ$
- aspiration : $\theta_2 = 69^\circ$
- compression : $\theta_3 = 199^\circ$
- refoulement : $\theta_4 = 322^\circ$

Energie emmagasinée par le volant : T

L'excès du travail résistant sur le travail moteur est donné par la somme des deux surfaces hachurées.

$$T = \int_{\theta_1}^{41} C_d \cdot d\theta + \int_{41}^{\theta_2} C_a \cdot d\theta + \int_{\theta_3}^{310} C_c \cdot d\theta + \int_{310}^{\theta_4} C_r \cdot d\theta - C_{rm}((\theta_2 - \theta_1) + (\theta_4 - \theta_3))$$

on remarque que pour le calcul de ces différentes intégrales, il n'y a que les bornes qui changent, si on les compare aux intégrales précédente

-Détente:

$$\int_{20}^{41} C_d \cdot d\theta = 2.66 \text{ J}$$

-Aspiration:

$$\int_{41}^{69} C_a \cdot d\theta = 3.65 \text{ J}$$

- Compression:

$$\int_{199}^{310} C_c \cdot d\theta = 14.45 \text{ J}$$

-Refoulement:

$$\int_{310}^{322} C_r \cdot d\theta = 1.2 \text{ J}$$

ON a:

$$(\theta_2 - \theta_1) + (\theta_4 - \theta_3) = 69^\circ - 20^\circ + 322 - 199 = 172^\circ = \frac{172 \cdot 2 \cdot 3.14}{360} \text{ 3rd}$$

Alors :

$$T_1 = 2.66 + 3.65 + 14.45 + 1.2 = 21.96 \text{ J}$$

$$\text{Et : } T = 21.96 - 3 \cdot 3.76 = \underline{\underline{10.68 \text{ J}}}$$

Pour le dimensionnement du volant on a:

$$T = k \cdot I \cdot \omega^2 \quad \text{avec : } k \text{ : coefficient de régularité qui varie}$$

entre : $\left(\frac{1}{20} ; \frac{1}{15} \right)$

$$I \text{ : moment d'inertie du volant} = \frac{M \cdot R^2}{2}$$

$$\omega \text{ : vitesse angulaire du volant} = \frac{3.14 \cdot N}{30}$$

La masse du volant étant :

$$M = 3.14 \cdot D^2 \cdot e \cdot \rho \quad \text{: avec : } e = \text{épaisseur du volant}$$

$$\rho = \text{masse volumique} = 7.8 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$$

donc : avec $D = 2R$; on aura :

$$I = \frac{3.14 \cdot R^4 \cdot e}{2}$$

Avec $T = 10.68 \text{ J}$, énergie emmagasinée par le volant

$$T = \frac{1}{20} \cdot \frac{3.14 \cdot R^4 \cdot e}{2} \cdot \left(\frac{3.14 \cdot N}{30} \right)^2 \quad ; \text{ on a pris : } k = \frac{1}{20}$$

ce qui donne :

$$R^4 \cdot e = 8.11 \cdot 10^{-7} \text{ m}^5$$

Si on prend une épaisseur du volant égale à: $e = 25 \text{ mm}$;

alors le rayon du volant sera de :

$$R = \left(\frac{8.11 \cdot 10^{-7}}{25 \cdot 10^{-7}} \right)^{1/4} = 75.47 \text{ mm}$$

On prendra un diamètre de volant de :

$$\boxed{D = 150 \text{ mm}}$$

VII REFROIDISSEMENT DU ~~EME~~ COMPRESSEUR

a) Épaisseur de la paroi du cylindre :

Les parois de cylindre sont calculées comme des enveloppes, d'après la formule de Lamé .

r=rayon du cylindre= 23 mm

e=épaisseur du cylindre

p_i=préssion intérieure= 4 bars

p_e=préssion atmosphérique= 1.013 bars

$$e = r \cdot \left(\left(\frac{R_{pe} + p}{R_{pe} - p} \right)^{1/2} - 1 \right) \quad (I)$$

avec : p= p_i - p_e

$$= 4 - 1.013 = 2.987 \text{ bars} = 0.2987 \text{ N/mm}^2$$

R_{pe} = étant la charge pratique du matériau

Dans notre cas, pour des raisons de construction(soudure des ailettes de refroidissement sur la périphérie du cylindre) nous avons choisi une épaisseur de la paroi du cylindre égale : e = 7 mm

De (I) nous pouvons déterminer la contrainte agissant sur la paroi

$$\left(\frac{e}{r} + 1 \right)^2 = \frac{R_{pe} + p}{R_{pe} - p} , \text{ nous donne si on remplace par les valeurs:}$$

$$R_{pe} = 1.15 \text{ N/mm}^2$$

b) Détermination du nombre d'ailettes:

Expérimentalement, on a constaté que pour un refroidissement par air, celui adopté dans cette étude, la quantité de chaleur à évacuer est de l'ordre de : (0.1 - 0.2) P_{ad.}

où : P_{ad.} = étant la puissance adiabatique.

$$P_{ad.} = W_{ad.} \cdot Q_{nt} \quad \text{où: } W_{ad.} = \text{travail de l'adiabatique}$$

Q_{nt} = débit massique théorique

l'équation du travail est :

$$W_{ad.} = \frac{\gamma}{\gamma-1} (P_r V_r - P_a V_a) \quad \text{avec: } \gamma = 1.4$$

$$= \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot P_a V_a \left(\frac{P_r V_r}{P_a V_a} - 1 \right) = \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot P_a V_a \left(\left(\frac{P_r}{P_a} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)$$

car dans une transformation adiabatique, il n'y a pas d'échange de chaleur avec l'extérieur, et on a : $P \cdot V^\gamma = \text{constante}$

donc la valeur du travail est : Avec $P_a V_a = r \cdot T_a$

$$W_{ad.} = \frac{1.4}{0.4} \cdot 287 \cdot 288 \cdot \left(\left(\frac{4}{1.013} \right)^{\frac{0.4}{1.4}} - 1 \right) = 139 \text{ KJ/Kg}$$

Donc la puissance adiabatique est:

$$P_{ad.} = W_{ad.} \cdot Q_{nt}$$

$$= 139 \cdot 3.8 \cdot 10^{-3} = 0.528 \text{ KW}$$

$$P_{ad.} = 0.528 \text{ KW} = 0.528 \text{ KJ/s}$$

$$= 0.528 / 4.18$$

$$\approx 0.126 \text{ Kcal/s}$$

car: $1 \text{ Kcal} = 4.18 \text{ KJ}$

donc la quantité de chaleur à évacuer est : $Q = 0.15 P_{ad.}$

$$Q = 0.15 \cdot 0.126 \cdot 3600 = 68.04 \text{ Kcal/h}$$

- Flux de chaleur émis par ailette:

$$\phi = \pi \cdot \lambda \cdot dm \cdot a \cdot \beta^2 \cdot (T_r - T_a) \cdot l$$

avec: λ = conductibilité du métal = 42 Kcal/m.h.°C

$$\beta^2 = \frac{2 \cdot h_a}{a}; \text{ où } h_a: \text{coefficient de transmission superficielle de}$$

$$\text{l'ailette: } h_a = (7 - 10) \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$$

(pour convection naturelle)

T_a = température ambiante = 15°C

T_r = de fin de refoulement, obtenue par:

$$P_a V_a^{1.4} = P_r V_r^{1.4}$$

ce qui donne ; en appliquant $PV = rT$

$$P_a \left(\frac{r \cdot T_a}{P_a} \right)^{1.4} = P_r \left(\frac{r \cdot T_r}{P_r} \right)^{1.4}$$

d'où :

$$T_r = T_a \cdot \left(\frac{P_r}{P_a} \right)^{\frac{(1.4-1)}{1.4}} = 288, \left(\frac{4}{1.013} \right)^{0.4/1.4} = 426 \text{°K} = 153 \text{°C}$$

Donc le flux sera:

$$\phi = 42 \cdot 3.14 \cdot 0.075 \cdot 0.005 \cdot \frac{2 \cdot 8}{42 \cdot 0.005} \cdot (153-15) \cdot 0.015$$

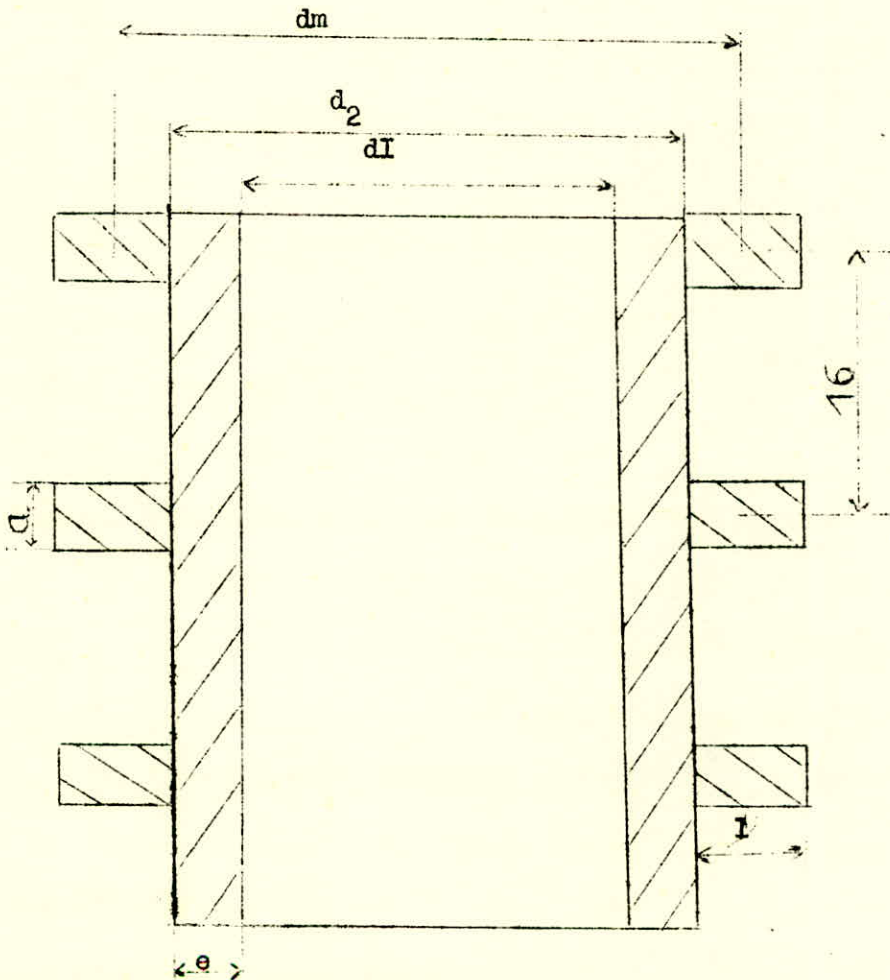
$$= 10.41 \text{ Kcal/h}$$

d'où le nombre d'ailettes:

$$n = \frac{Q}{\phi} = \frac{68.04}{10.41} = 6.53$$

On prendra un nombre d'ailettes: n = 7 ailettes

Remarque : les ailettes sont soudées sur la périphérie du cylindre, des dilatations peuvent être enregistrées après avoir soudé. Il serait donc prudent de ne finir la surface intérieure du cylindre qu'après avoir terminé la soudure.



avec: $d_m = 75 \text{ mm}$
 $d_2 = 60 \text{ mm}$
 $d_1 = 46 \text{ mm}$
 $a = 5 \text{ mm}$
 $l = 15 \text{ mm}$
 $e = 7 \text{ mm}$

IV Puissance dissipée par frottement .. Rendement:

a) dans les segments:

$$P_s = \frac{P_m \cdot V_e \cdot N \cdot Z}{900} \quad \text{en: CV}$$

$$\text{avec : } V_e \text{ : volume engendré} = \frac{3.14 \cdot D^2}{4} \cdot C = 0.133 \text{ litres}$$

$$N \text{ : vitesse de rotation} = 1400 \text{ t/mn}$$

$$Z \text{ : nombre de cylindre} = 1$$

$$P_m \text{ : pression moyenne de frottement} = 0.01(t+8.5) \cdot V_p$$

$$\text{où : } t = \frac{V_o + V_e}{V_o}, \quad \text{avec: } V_o = 0.05 V_e$$

$$V_p \text{ : vitesse moyenne du piston} = 3.73 \text{ m/s}$$

$$P_m = 0.01(21+8.5)(3.73) = 1.1$$

$$P_s = \frac{1.1 \cdot 0.133 \cdot 1400 \cdot 1}{900} = 0.227 \text{ CV}$$

$$= 0.227 \cdot 0.736 = 0.167 \text{ KW}$$

b) dans le tourillon :

$$P_t = F_R \cdot f \cdot V$$

$$\text{avec: } F_R \text{ = force radiale sur le tourillon} = 358.78 \text{ N}$$

$$f \text{ = coefficient de frottement} = 0.05$$

$$V \text{ = vitesse linéaire} = \omega \cdot R = \frac{3.14 \cdot N}{30} \cdot 0.04 = 1.46 \text{ m/s}$$

$$P_t = 358.78 \cdot 0.05 \cdot 1.46 = 0.026 \text{ KW}$$

donc la puissance totale de frottement est :

$$P_f = 0.167 + 0.026 = 0.193 \text{ KW}$$

Puissance réellement absorbée par le compresseur:

$$P = P_{\text{ind.}} + P_f$$

où : $P_{\text{ind.}}$ = étant la puissance indiquée donnée par le diagramme

$$= 0.398 \text{ KW}$$

$$P = 0.398 + 0.193 = 0.591 \text{ KW}$$

Le rendement mécanique sera :

$$\eta_{\text{méc}} = \frac{P_{\text{ind.}}}{P} = \frac{0.398}{0.591} = 0.68$$

CHOIX du moteur d'entraînement :

Le compresseur sera accouplé directement à un moteur électrique.

Pour éviter des dépenses d'énergie inutilement on doit choisir un moteur

On voit que la puissance absorbée par le compresseur est de : 0.668KW

on peut prendre un moteur d'une puissance de: $P = 1 \text{ KW}$

Détermination du couple moteur :

$$P = C_m \cdot \omega \quad , \text{ d'où:}$$

$$C_m = \frac{P}{\omega} \quad \text{avec: } \omega = \frac{3.14 \cdot N}{30} \quad * 146.6 \text{ rd/s}$$

$$C_m = \frac{10^3}{146.6} = 6.82 \text{ m.N}$$

CONCLUSION

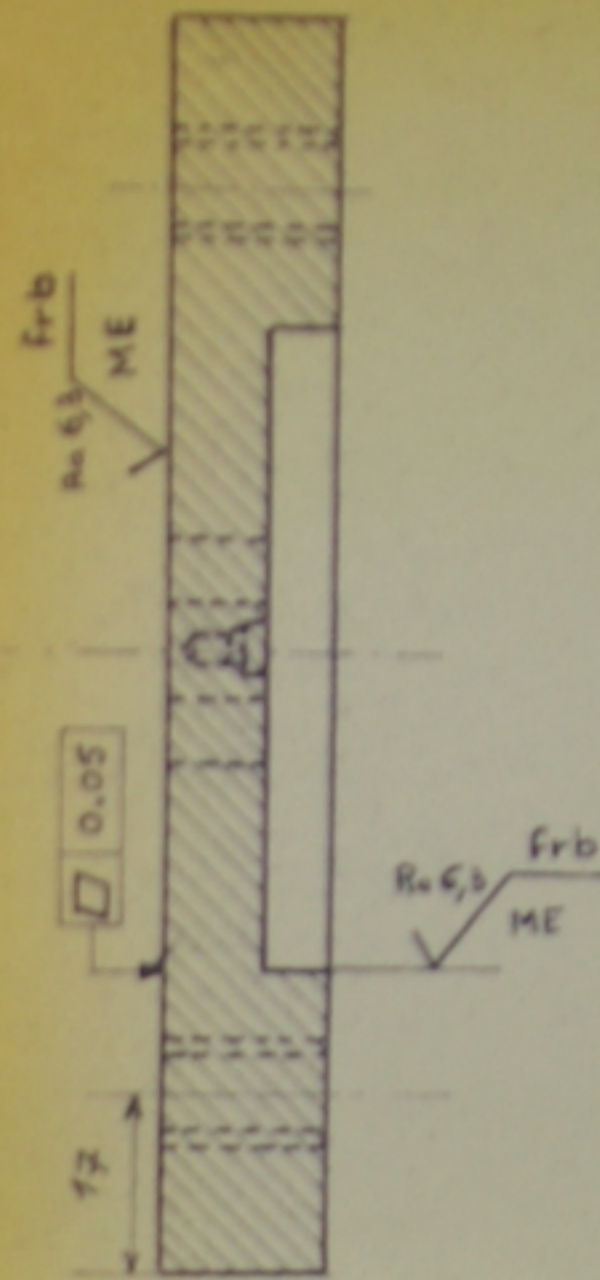
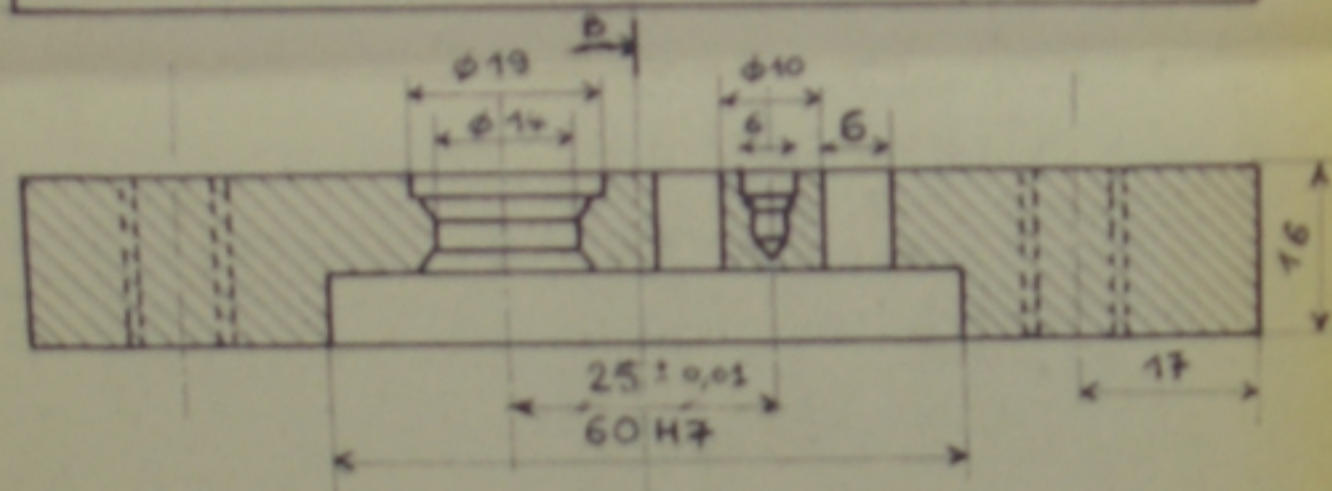
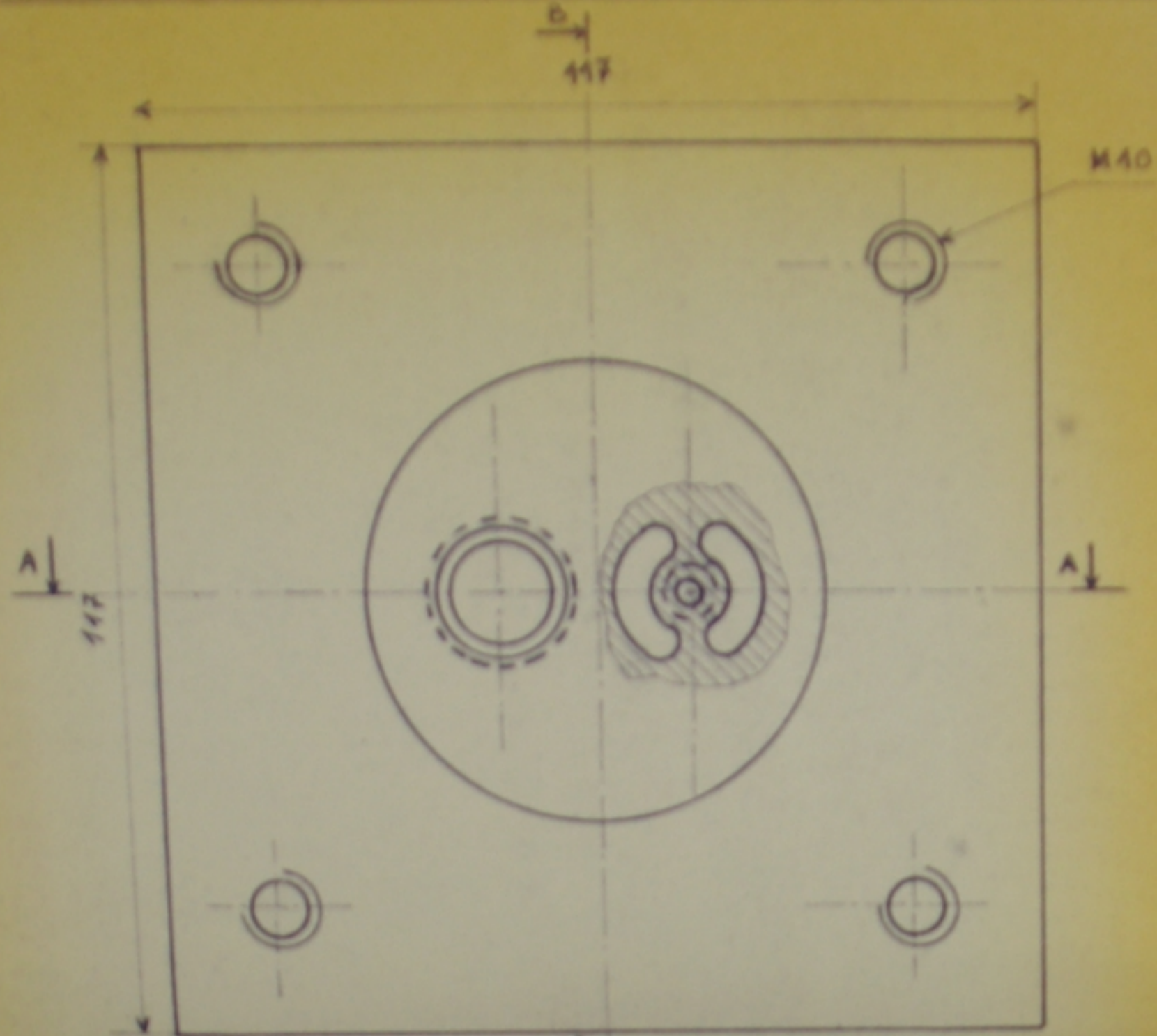
L'étude complète d'un compresseur est assez complexe: nous devons faire le lien entre l'étude théorique et la pratique pour avoir un fonctionnement convenable du mécanisme.

Aussi, l'assemblage par mécano-soudée demande une expérience et des connaissances dans le domaine de la soudure, de manière à assurer la rigidité du mécanisme tout en essayant de ne pas négliger le côté esthétique.

Nous nous sommes efforcés de donner les grandes lignes de réalisation. Des corrections de formes peuvent être apportées afin d'aboutir à un choix optimal des éléments .

BIBLIOGRAPHIE

- 1/ F. BERNARD & L. VIVIER : Eléments de constructions à l'usage
de l'ingénieur . Tome 5
- 2/ A. L. TOURANCHEAU : Eléments de constructions à l'usage de
A. BRU l'ingénieur . Tome 2
- 3/ L. GEMINARD : constructions mécaniques : Eléments de
projets . Tomes I &2
- 4/ L. GEMINARD : Résistances des matériaux
- 5/ F. BERNARD & A. L. TOURANCHEAU : Organes pour fluides
A. BRU
- 6/ A. LEGENDRE : L'air comprimé
- 7/ Mr PIEROZAK : Documents .

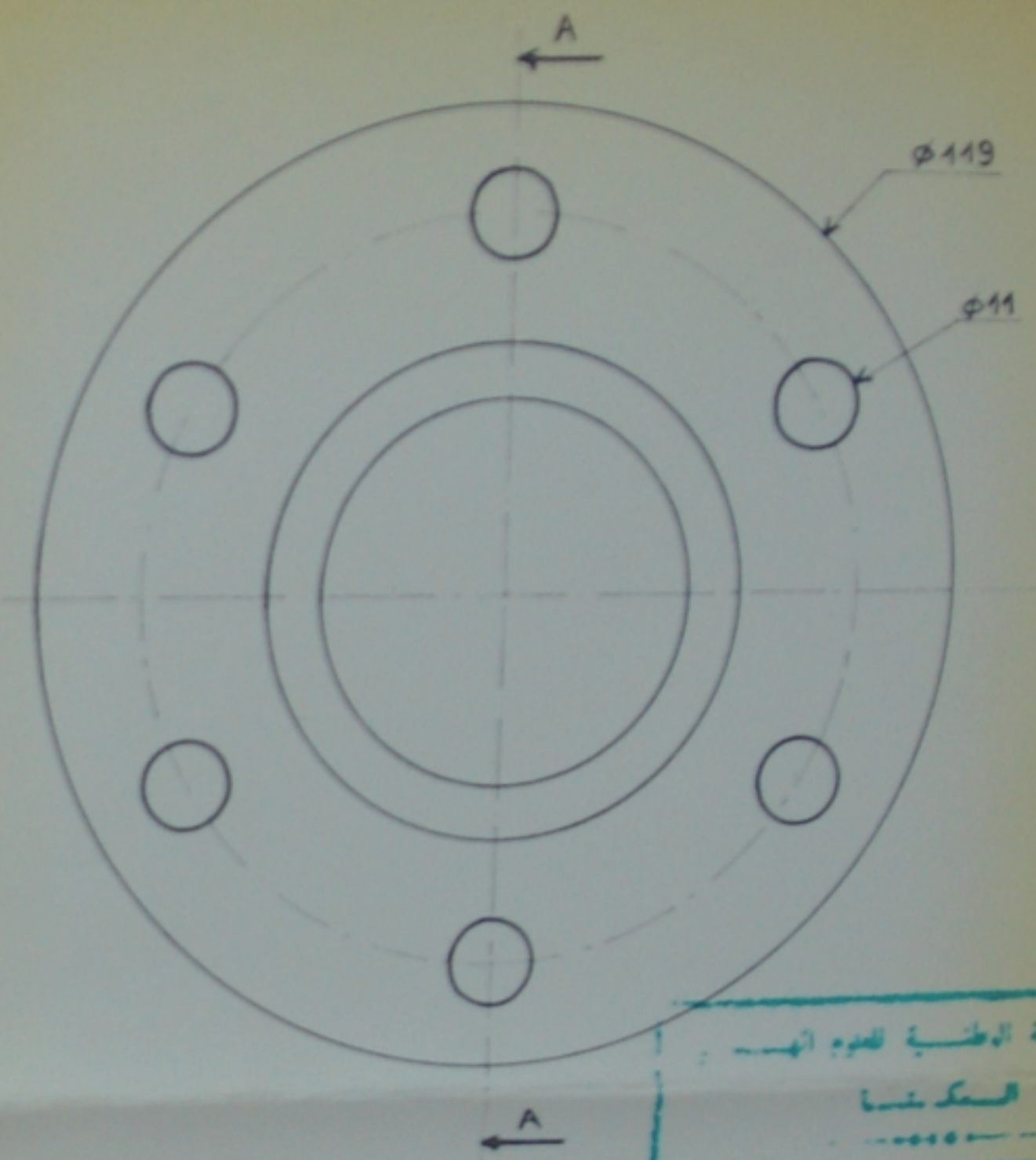
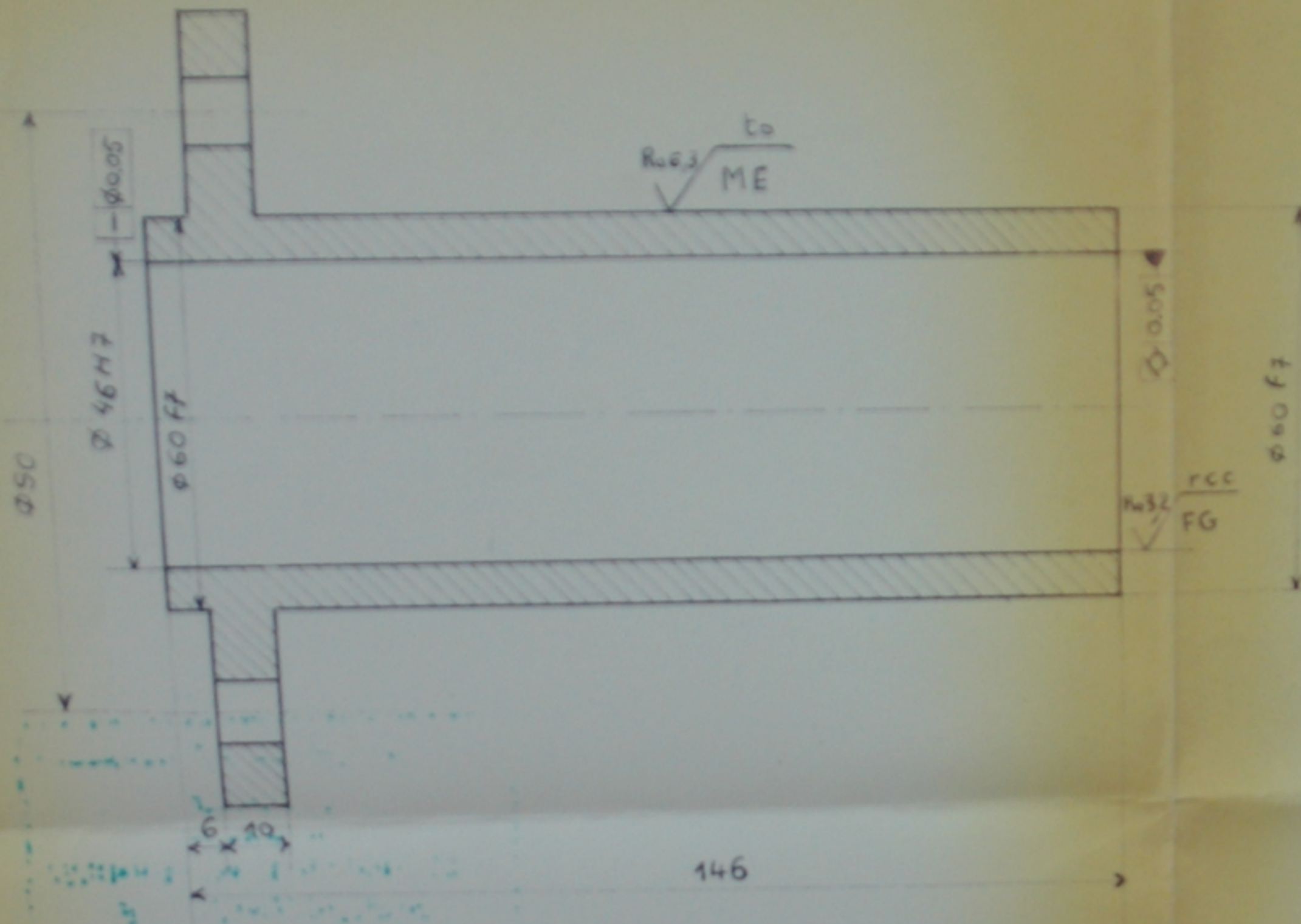


PM00179
- 1 -

المعهد الوطني للعلوم والتقنية
المكننة
UNIVERSITE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

1	CORPS de SOUPAPE	A56	
REP Nbre	DESIGNATION	MATIERE	OBSERV.
UNIVERSITE D'ALGER - ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
DEPARTEMENT DE MECANIQUE			
Etudié par : ABANE S.		PROJET DE FIN D'ETUDES	
Proposé par : Mr PIEROZAK		COMPRESSEUR ALTERNATIF VOLUMETRIQUE MONOETAGE	
Promo: janv 79		Echelle : 1	

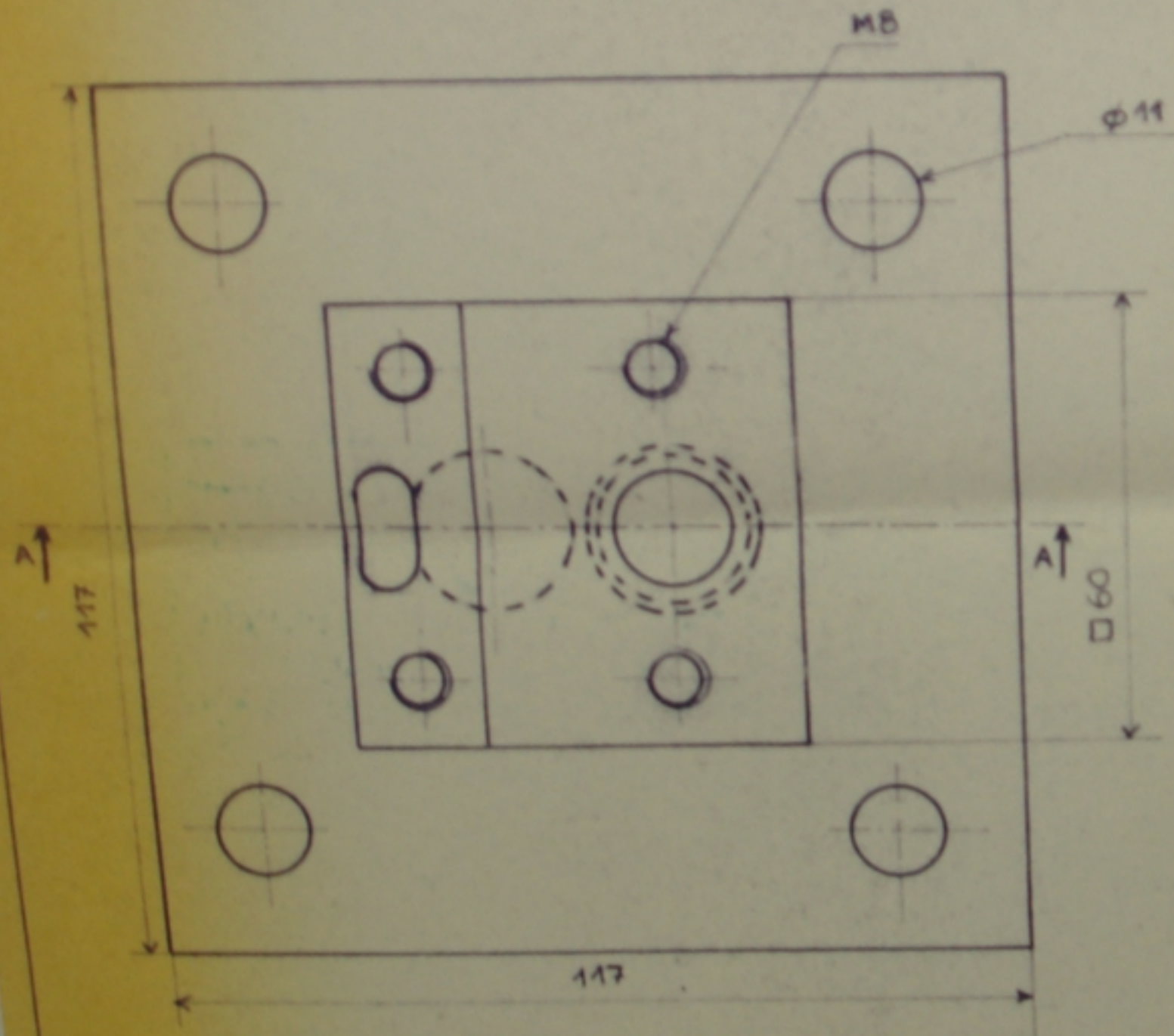
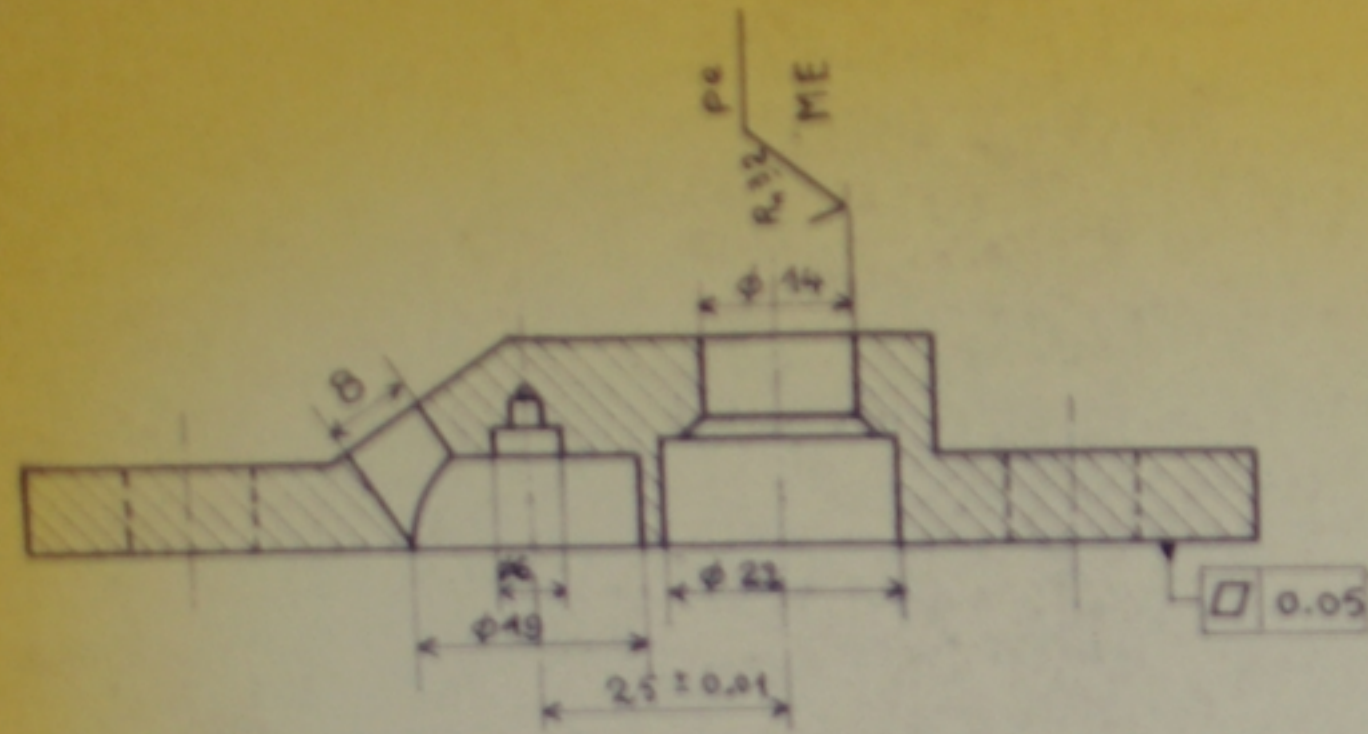
Coupe AA



المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
المكننة
UNIVERSITE D'ALGER - ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

PM00179
-2-

REP	1	CYLINDRE	A56	
Nbre		DESIGNATION	MATIERE	OBSERV
UNIVERSITE D'ALGER - ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE				
DEPARTEMENT DE MECANIQUE				
Etudié par :		PROJET DE FIN D'ETUDES		
ABANE S.		COMPRESSEUR ALTERNATIF		
Proposé par :		VOLUMETRIQUE MONOETAGE		
Mr PIEROZAK				
Promo janv. 79		Echelle : 1	CYLINDRE	

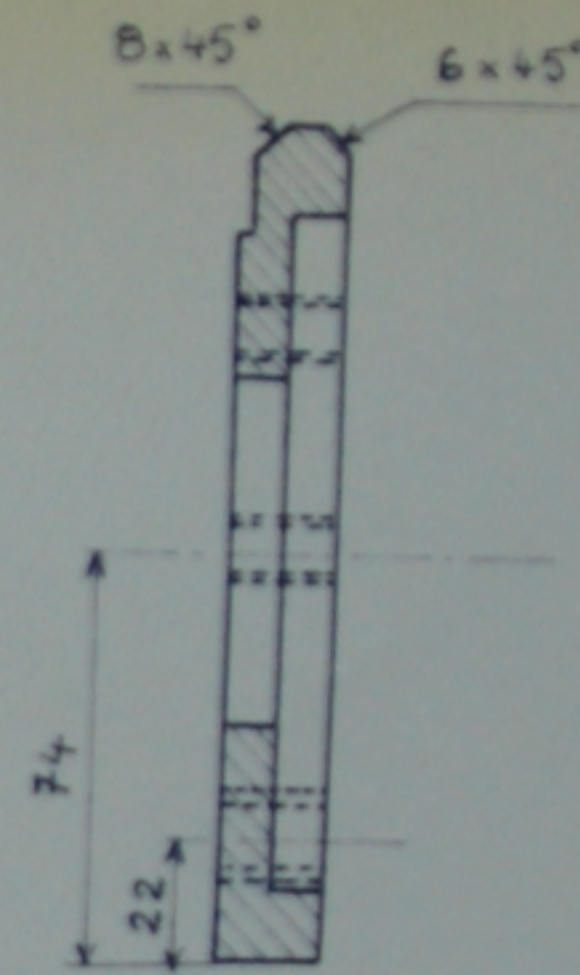
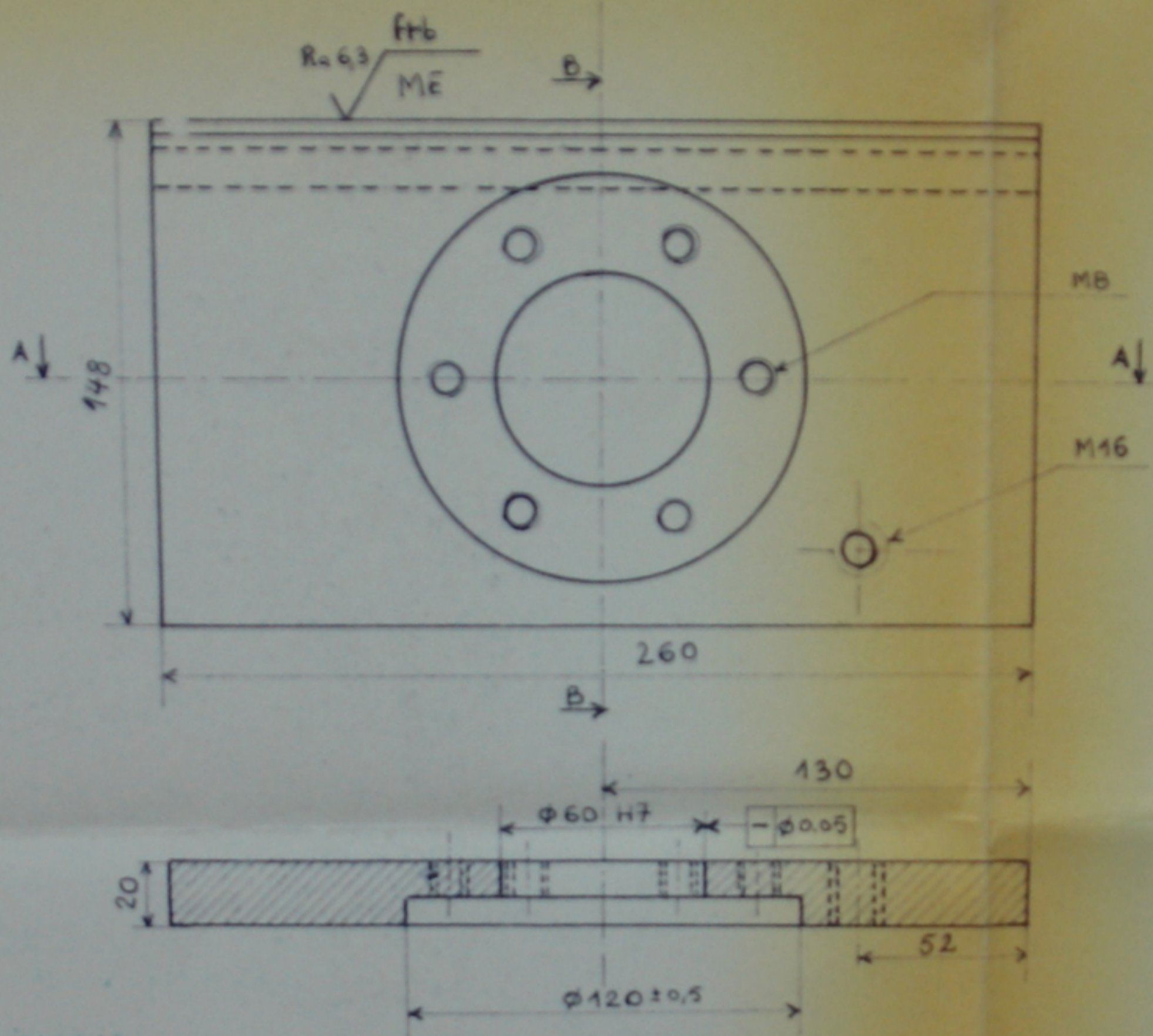


PM00279

- 3 -



REP	1	CORPS de SOUPAPE	A56	
Nbre		DESIGNATION	MATIERE	OBSERV.
UNIVERSITE D'ALGER-ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE DEPARTEMENT DE MECANIQUE				
Etudié par :		PROJET DE FIN D'ETUDES		
ABANE S.		COMPRESSEUR ALTERNATIF		
Proposé par :		VOLUMETRIQUE MONOETAGE		
Mr PIEROZAK				
Promo : janv. 79		Echelle : 1		

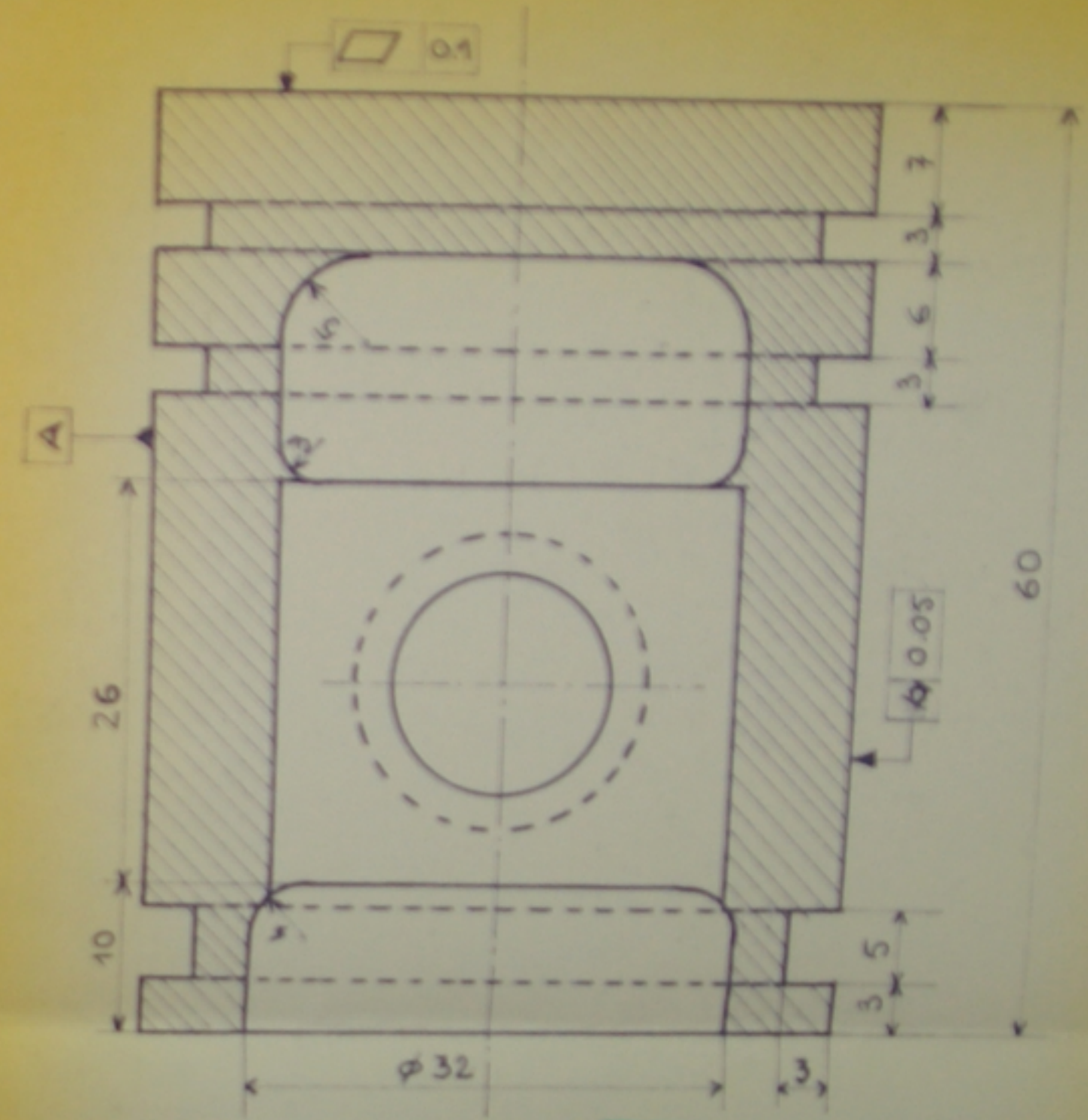
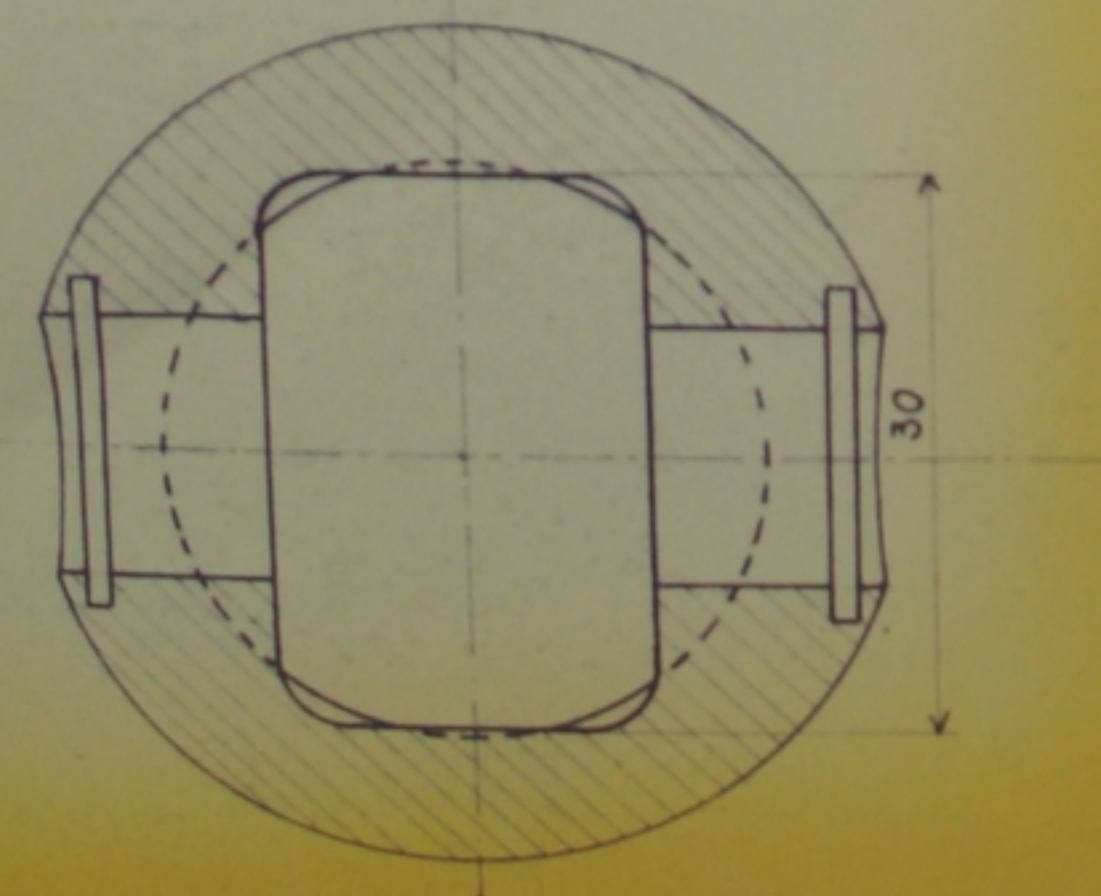
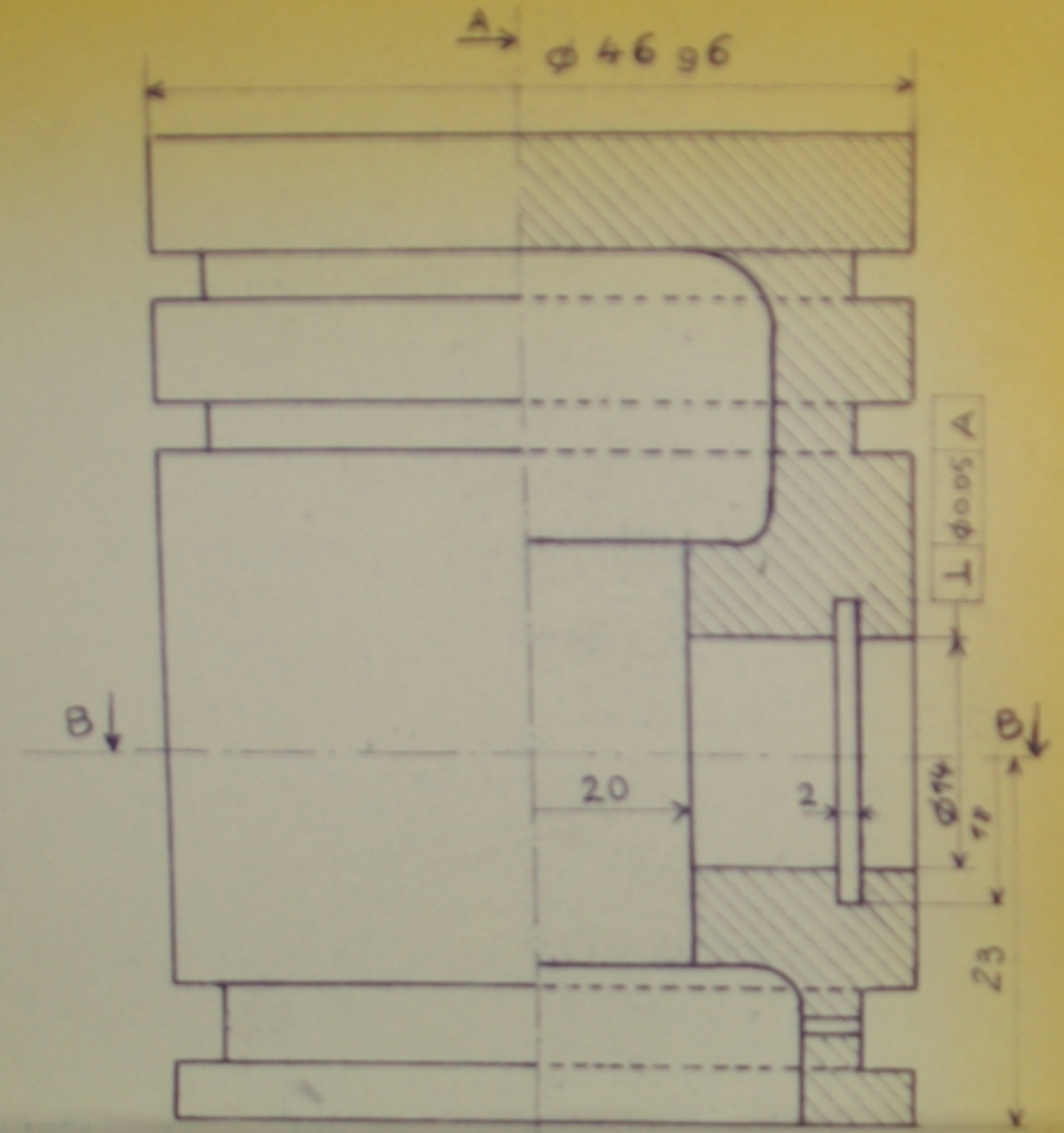


PM00179
-4-

مدرسة الوطن للعلوم الهندسية
المكننة
UNIVERSITE D'ALGER - ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHÈQUE

REP	1	SUPPORT DE CYLINDRE	A56	OBSERV.
Nbre		DESIGNATION	MATIERE	
UNIVERSITE D'ALGER - ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE DEPARTEMENT DE MECANIQUE				
Etudié par :		PROJET DE FIN D'ETUDES		
ABANE S.		COMPRESSEUR ALTERNATIF		
Proposé par :		VOLUMETRIQUE MONOETAGE		
Mr PIEROZAK				
Promo janv 79		Echelle : 1/2	SUPPORT DE CYLINDRE	

PM00139
-5-

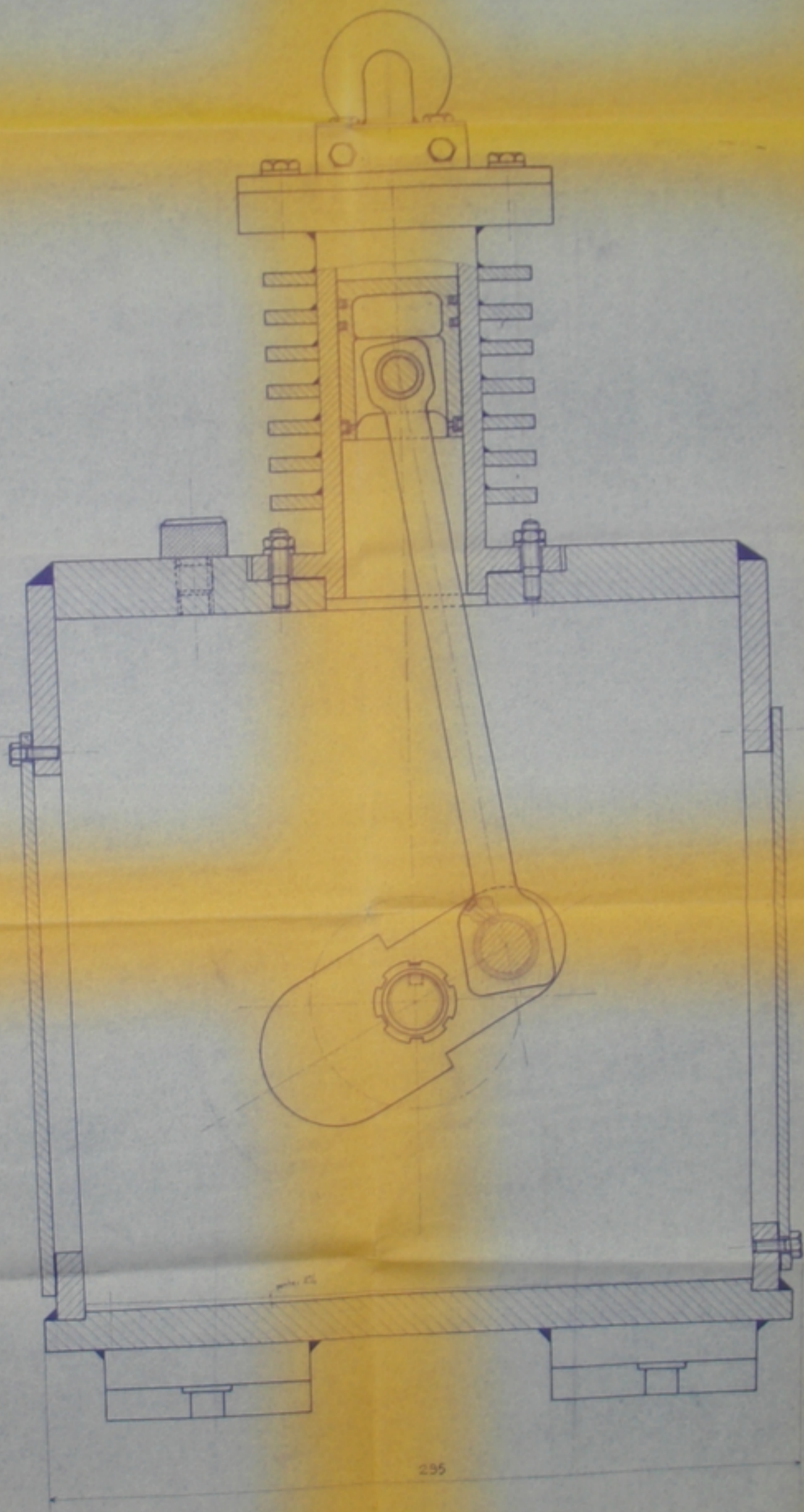
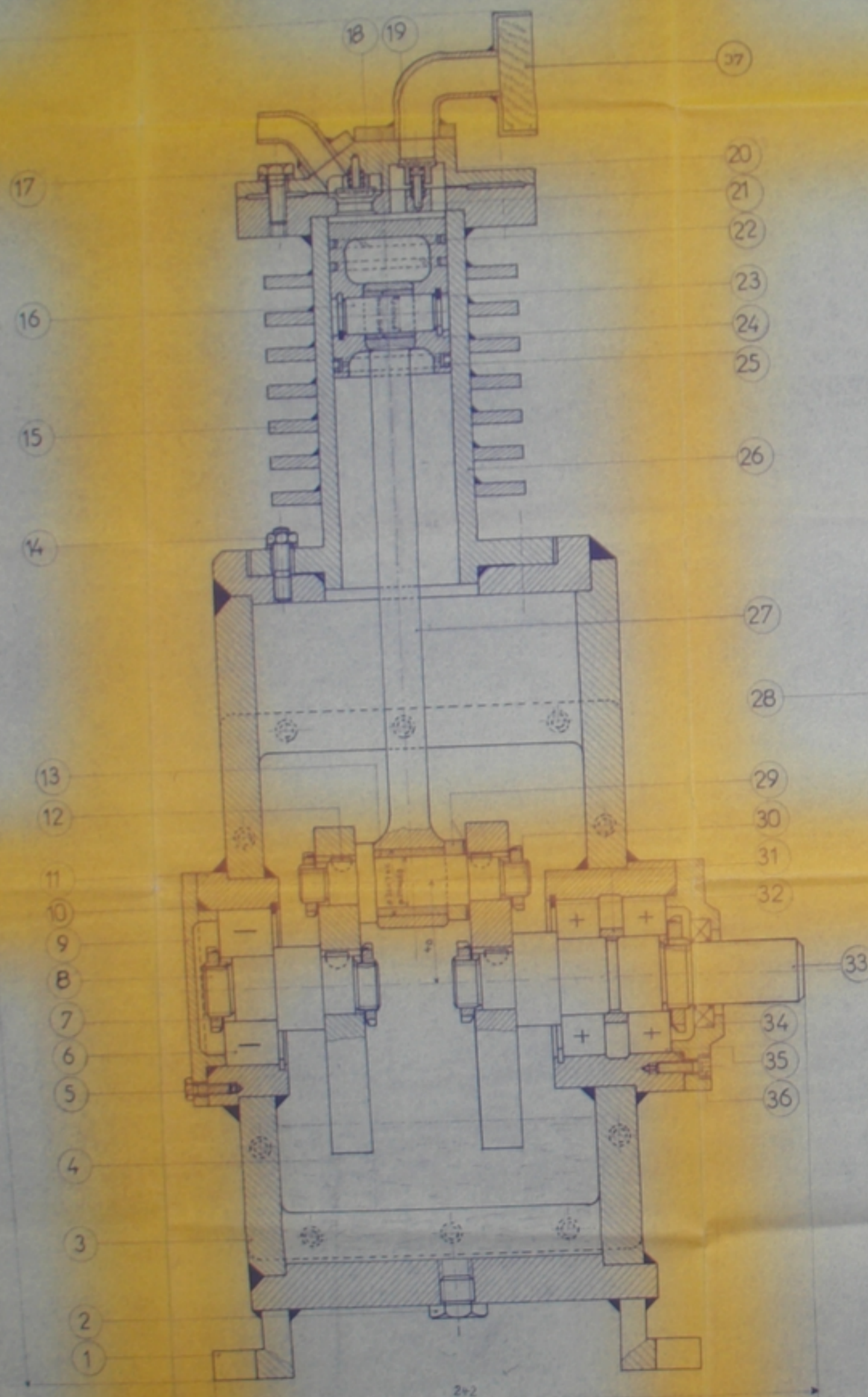


جامعة الوطنية للعلوم والتقنية
UNIVERSITE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

REP	Nbre	DESIGNATION	MATIERE	OBSERV.
1		PISTON		
UNIVERSITE D'ALGER - ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE DEPARTEMENT DE MECANIQUE				
ETUDIE PAR :		PROJET DE FIN D'ETUDES		
ABANE Salem		COMPRESSEUR ALTERNATIF		
Propose par :		VOLUMETRIQUE MONOETAGE		
Mr PIEROZAK				
Promo. janv:79		Echelle : 2	PISTON	

PMool199
-6-

UNIVERSITE DALGER - ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
DEPARTEMENT DE MECANIQUE



38	1	Bouchon de remplissage		
37	1	Filtre d'air		
36	6	Vis CHc 4-16-14		
35	20	Roulement à billes 30-52-16		
34	1	Joint Rotatif Cyclam		
33	1	Arbre Moteur	10NB	
32	2	Cinclsips internes		
31	1	Entretoise		
30	1	Maneton	10NB	
29	1	Entretoise - Cales de Reglage		
28	2	Couvercle de Carter		
27	1	Bielle	XG42	Forgée
26	1	Corps de Cylindre	A56	
25	1	Racleur		
24	1	Piston	AU 4NT	
23	2	Cinclsips internes		
22	2	Segment d'étanchéité		
21	2	Axe de guidage	A56	
20	2	Ressort de Soupape		
19	1	Soupape d'admission	A56	
18	1	Soupape dechappement	A56	
17	6	Vis H 10-20-18		
16	1	Axe de Piston	16NC 6	trémie B27 revêtu zinc
15	7	Ailettes de Refroidissement	A56	
14	5	Goujon Ø-18-20		
13	2	Coussinet	UEBP	
12	4	Clavette Disque		
11	2	Boitier	A56	
10	3	JOINT Torque Statique Ø 61		
9	2	Couvercle	A45	
8	1	Axe Support	10NB	
7	6	Ecrans SKF et Rondelle Frein		
6	1	Roulement SKF N.305 25-62-17		
5	24	Vis H 5-18-16		
4	2	Manivelle	A56	
3	6	Corps de Bas	A56	
2	1	BOUCHON de vidange	A56	
1	4	Pattes de Fixation	A56	
REP	NBRE	DESIGNATION	MATIERE	OBSERVATION

UNIVERSITE DALGER - ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
DEPARTEMENT DE MECANIQUE
PROJET de FIN. D'ETUDES
Elabré par : ABANE Salem
Proposé par : MC PIEROZAK
Préparation 78
COMPRESSEUR ALTERNATIF
VOLUMETRIQUE MONOETAGE
Echelle : 1