

وزارة التعليم والبحث العلمي
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

1ex
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

المركز الوطني لعدم الهدم
المكنة
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE
PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

Etude Thermodynamique d'un Moteur Diesel
à 4 Temps, de Cylindrée 3000 cm³,
suralimenté par turbine à gaz d'échappement
1^e Partie : Etude du Moteur

1-PLANCHE

Proposé et dirigé par :
Dr TODICESCU
Professeur à l'E. N. P.

Etudié par :
FARRAGE CHARBEL

PROMOTION : JUIN 1985

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم و البحث العلمي
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

Etude Thermodynamique d'un Moteur Diesel
à 4 Temps, de Cylindrée 3000 cm³,
suralimenté par turbine à gaz d'échappement
1^e Partie : Etude du Moteur

Proposé et dirigé par :
Dr TODICESCU
Professeur à l'E. N. P.

Etudié par :
FARRAGE CHARBEL

PROMOTION : JUIN 1985

الأهداء

الى والديّ العزيزين
الى اخوتي و اخواتي الرّحباء
الى الأهل والأقارب
الى جميع الصّداقاه

الى أبناء الحيّاة
الى سائر.....

الى سعادته
الى غان
الى وجدتي - سناء ووالكن
الى كافة الشهداء

اهدي عليّ هذا

مع وحبتي
شربل

Remerciements

Je tiens dans le cadre de cette modeste étude et en accomplissant ce travail, à remercier tous les professeurs qui ont contribué de près ou de loin à ma formation.

Je saisis aussi l'occasion d'exprimer tout particulièrement mes remerciements et ma gratitude à mon promoteur, Monsieur Todicescu pour les conseils qu'il m'a prodigués durant l'étude de ce projet.

Mes remerciements vont également à Mons. et Mme Kolli, ainsi que Mons. Rivat pour leurs aides précieuses.

Que mes collègues M^{lle} Dehbi Leila et Mr. Zebdi Saïd, trouvent ici ma profonde reconnaissance.

Je tiens finalement à remercier l'Etat algérien pour m'avoir assuré les conditions nécessaires à ma formation d'ingénieur.

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

وزارة التعليم العالي
المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات

Département: MECANIQUE
Promoteur: M. TODICESCU
Elève Ingénieur: FARRAGE CHARBEL

مدرس: الميكانيك
مترجم: السيد طوديسيسكو
تلميذ: فراج

الموضوع: دراسة ديناميكا حرارية لمحرك "ديزل" ذي 4 اشواط ، سعته 3000 سم³ ،
وعدى بإفراط بواسطة عنفة وغازة بواسطة الغاز المنفوت .
الجزء الأول : دراسة المحرك .

الملخص: هذا المشروع يحتوي على دراسة الديناميكا الحرارية لمحرك "ديزل" سعته 3000 سم³ ،
وخصص للجر الخفيف (سيارة) . وعدى بإفراط بواسطة عنفة وغازة بالغاز
المنفوت ، كذلك تحديد قياسات الأجزاء الرئيسية في المحرك (و كبس ،
سابع ، ودور) .

Sujet: Etude thermodynamique d'un moteur Diesel à 4 temps, de cylindrée
3000 cm³, suralimenté par turbine à gaz d'échappement.

1^o partie : Etude du moteur.

Résumé: Le projet contient l'étude thermodynamique d'un moteur Diesel surali-
menté par turbine à gaz d'échappement, ainsi que le dimensionnement des
principaux organes (piston, bielle, vilebrequin). Le moteur est destiné à la
traction légère (automobile) et sa cylindrée est de 3000 cm³.

Title: Thermodynamic study of a four stroke, three litre Diesel engine sup-
ercharged by turbocompressor.

part one : Study of the engine.

Summary: The project deals with the thermodynamic study of a superchar-
ged Diesel engine using an exhaust gas driven turbo compressor, as well as
the calculation of the main organs (piston, connecting rod, crankshaft). The
three litre cubical capacity engine is to be used as a power unit in an automobile.

TABLE DES MATIERES

	pages
INTRODUCTION	1
CHAPITRE I	
GENERALITES	2
I.1_ Introduction	2
I.2_ Types de suralimentation	3
I.2.1_ Suralimentation par turbo - compresseur	4
I.3_ Cycle de fonctionnement	5
I.3.1_ Phases principales	5
I.3.2_ Cycle à 4 temps	6
CHAPITRE II	
CALCUL THERMODYNAMIQUE ET PERFORMANCES	
II.1_ Choix des paramètres de base	7
II.2_ Calcul thermodynamique	10
II.2.1_ Admission	10
II.2.2_ Compression	12
II.2.3_ Combustion	13
II.2.4_ Détente	18
II.2.5_ Calcul des volumes	19
II.2.6_ Tableau récapitulatif	19
II.2.7_ Diagramme $p=f(v)$	20
II.2.8_ Rendement d'évacuation des gaz d'échappement	22
II.3_ Calcul des performances dumoteur	22
CHAPITRE III	
CALCUL DYNAMIQUE	
III.1_ Cinématique de l'embellage	26

III.2. Définition d'un système dynamiquement équivalent à la bielle	26
III.3. Détermination des masses des organes mobiles	27
III.4. Détermination des efforts dans l'embellage	28
III.4.1. Equilibre du piston	28
III.4.2. Equilibre de la bielle	28
III.4.3. Efforts dans l'embellage	29
III.4.4. Données de calcul	30
III.5. Puissance effective fournie par le vilebrequin	

CHAPITRE IV

DIMENSIONNEMENT DES ORGANES

IV.1. Le piston et ses accessoires	35
IV.1.1. Dimensionnement du piston	36
IV.1.2. Les segments	40
IV.1.3. Axe du piston	42
IV.1.4. Calcul des contraintes sur le piston	44
IV.2. La bielle	47
IV.2.1. Pied de la bielle	48
IV.2.2. Tête de la bielle	50
IV.2.3. Corps de la bielle	52
IV.3. Vilebrequin	56
IV.3.1. Dimensionnement	57
IV.3.2. Calcul des contraintes	57
IV.4. Les soupapes	65
IV.4.1. Dimensionnement des soupapes	65
IV.5. Choix des matériaux des organes mobiles	67
IV.6. Vérification du rendement mécanique	71
CONCLUSION	73

TABLE DES FIGURES

Fig.	Description	Page
1	Suralimentation par turbo-compresseur	4
2	Cycle à 4 temps	6
3	Etapes de la phase de combustion	13
4	Diagramme $p=f(V)$; calcul des volumes	19
5	Début de l'injection	21
6	Tracé de la fin de détente	21
7	Cinématique de l'embellage	26
8	Système dynamiquement équivalent à la bielle	27
9	Equilibre du piston	28
10	Equilibre de la bielle	29
11	Efforts dans l'embellage	30
12	Diagramme $C=f(\varphi)$	34
13	Segment de compression	40
14	Le piston	37
15	Segment de graissage	42
16	Axe du piston	43
17	Bossage de l'axe du piston	45
18	Pied de la bielle	48
19	Tête de la bielle	50
20	Section du corps de la bielle	52
21	La bielle	55
22	Dimensionnement du vilebrequin	57
23	Effort provoqué au P.M.H.	57
24	Diagramme $T_e T' = f(\varphi)$	60
25	Effort tangentiel maximal	61
26	La soupape	65
27	Diagramme de Smith	67

NOTATION

- Accélération	J_p	m/s^2	- Pression	p	daN/cm^2
- Alésage	D	mm	- Puissance	P	ch., kW
- Couple	C	$daN.cm$	- Réaction	R, F, Y	daN
- Course	c	mm	- Rendement	η	—
- Cylindrée unitaire	V_h	cm^3	- Surface	S	mm^2
- Cylindrée totale	V_t	cm^3	- Température	T	$^{\circ}K$
- Energie interne	U	$kcal$	- Travail	A	W
- Force	F, Y, Z	daN	- Vitesse	v	m/s
- Masse	M, m	kg	- Vitesse angulaire	ω	rd/s
- Module d'inertie	W	mm^3	- Vitesse de rotation	N	tr/mn
- Moment d'inertie	I	mm^4	- Volume	V	cm^3

- Contrainte de cisaillement	τ	daN/cm^2
- Contrainte de torsion	τ_t	daN/cm^2
- Contrainte de compression	σ_c	daN/cm^2
- Contrainte de flexion	σ_f	daN/cm^2
- Contrainte de traction	σ_t	daN/cm^2
- Limite d'élasticité	R_e	daN/cm^2
- Module d'élasticité	E	daN/cm^2
- Moment de flexion	M_f	$daN.mm$
- Moment de torsion	M_t	$daN.mm$
- Pression moyenne effective	p_{me}	daN/cm^2
- Pression moyenne indiquée	p_{mi}	daN/cm^2
- Taux de compression	ϵ	—

INTRODUCTION

Le souci majeur des constructeurs d'automobiles a été l'augmentation des performances, entre autre la puissance du moteur en conservant une faible cylindrée. Toutefois certains constructeurs ont opté pour des véhicules à grande cylindrée, ce qui a permis de faire atteindre une grande puissance au moteur, et une meilleure fiabilité, et ce malgré l'augmentation de la consommation de combustible.

La suralimentation des moteurs Diesel est utilisée pour compenser le déficit naturel en puissance (par exemple: 60 à 90 KW pour un moteur de 3 litres), elle permet également la réduction de la consommation spécifique, ainsi que la minimisation de la pollution.

Notre étude débutera par une analyse des caractéristiques de quelques modèles de moteurs Diesel modernes. Une telle analyse est indispensable pour le bon choix des paramètres de base (c, D, N, i, ϵ).

Nous signalons par ailleurs que nous baserons nos calculs sur des coefficients et des valeurs de paramètres donnés par les constructeurs, tout en vérifiant que les dimensions et les performances calculées s'approchent des valeurs réelles des moteurs en fonctionnement.

Il est à noter que le temps-matériel qui nous a été imparti, nous ne permet pas d'aborder dans cette étude le calcul des contraintes thermiques, et ce malgré son importance dans l'application réelle des solutions constructives proposées.

CHAPITRE I

GENERALITES

I.1_ Introduction

La nécessité économique de la suralimentation est :

- d'abaisser les prix de fabrication par cheval.
- de réduire le poids et l'encombrement par cheval.

On y parvient par :

- L'augmentation du nombre de cycles par unité de temps, c.à.d. la vitesse de rotation, mais cette augmentation est limitée par la présence de pertes de charge dans les tubulures d'admission et au passage des soupapes ; d'où l'impossibilité de dépasser des vitesses moyennes de piston de l'ordre 11 m/s.

- L'augmentation de la masse spécifique de l'air introduite, résultat d'une compression préalable de ce dernier.

Donc, la suralimentation revient à augmenter la quantité de combustible qu'un cylindre de volume donné brûle par unité de temps.

Assurer une compression préalable de l'air équivaut à augmenter le taux de compression final du moteur Diesel sans en modifier le rapport de compression volumétrique.

Toute réalisation d'un Diesel suralimenté est soumise à l'instauration d'un compromis entre trois caractéristiques fondamentales :

- Une densité d'air aussi élevée que possible.
- Un rapport de compression volumétrique ϵ aussi faible que permet l'impératif du lancement du moteur à froid.

- Une température T_c en fin de compression, suffisante, pour l'obtention de la réduction du délai d'allumage, sans pour autant provoquer l'augmentation des températures de tout le cycle.

Le taux d'augmentation de puissance (au litre de cylindre) obtenu par suralimentation est limité :

- par l'excès d'air admis pour une combustion complète.
- par le seuil des contraintes mécaniques, ou thermiques des structures.

Etant donné l'augmentation des pressions et des températures dans la chambre de combustion. Le moteur doit être plus robuste, et également mieux refroidi, afin de ne pas faire fondre les parois de la chambre de combustion, en particulier la paroi mobile : le piston.

Une huile de graissage spécialement adaptée à l'accroissement des contraintes thermiques devrait être utilisée.

I.2. Types de suralimentation

La suralimentation peut être réalisée à l'aide de différents procédés :

- L'emploi d'un compresseur entraîné mécaniquement par le moteur lui-même, n'est en fait pas rentable car elle absorbe une partie de la puissance utile, et ne permet pas une pleine utilisation de l'énergie dans le cylindre.

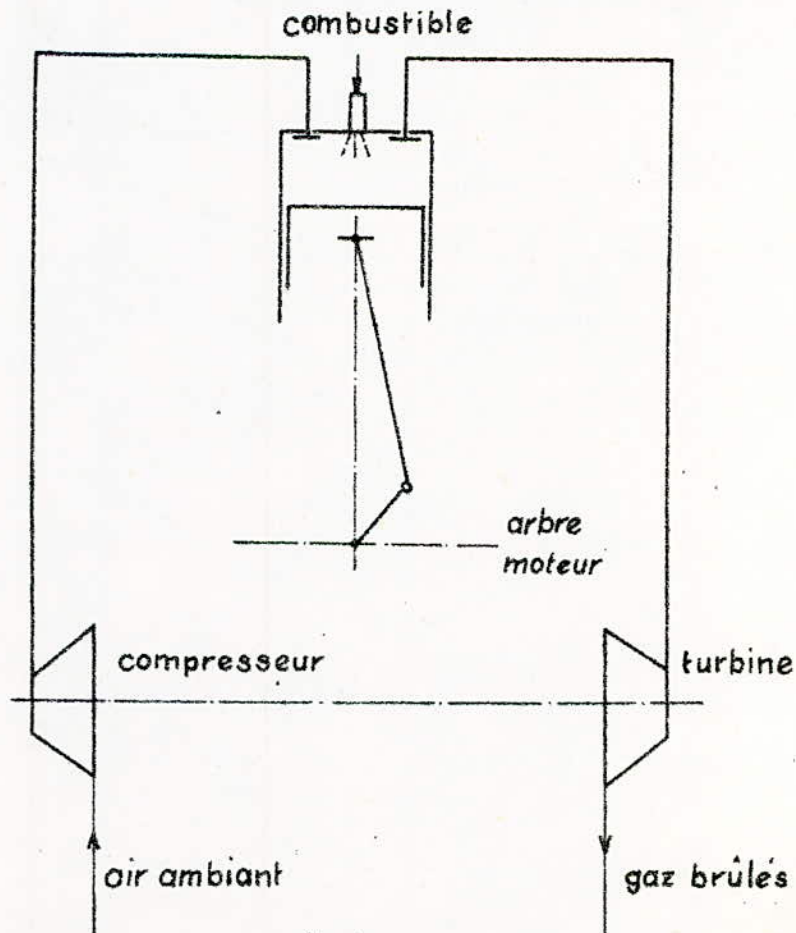
- L'emploi d'un compresseur situé à l'amont des soupapes d'admission entraîné par une turbine. Cette turbine se trouve à l'aval des soupapes d'échappement, elle se meut grâce à l'énergie disponible

dans les gaz d'échappement : Turbosouflante.

- Suralimentation par ONDES - COMPRESSES. (suralimentation acoustique). Ce procédé est basé sur l'utilisation de l'onde de pression, onde dont le front se déplace à la vitesse du son dans le milieu considéré, et dont la propagation provoque dans son sillage un vide important. (n'est pas conseillé pour les machines à combustion interne à régime variable à plusieurs cylindres).

Des 3 procédés présentés, seule la suralimentation par une turbine à gaz (Turbosouflante) a été retenue pour notre étude.

1.2.1. Suralimentation par Turbo-compresseur - (Fig. 1)



- Fig. 1 -

Un moteur Diesel expulse, à tous les régimes pratiques d'utilisation, des gaz d'échappement dont la température est :

- Suffisamment élevée pour que l'on puisse tirer partie de leur détente dans une turbine.

- Suffisamment basse pour ne pas compromettre la pérennité du fonctionnement de celle-ci.

Cette turbine à gaz est, à son tour capable d'entraîner un compresseur centrifuge sans créer à la sortie du moteur une contre-pression de nature à s'opposer à l'expulsion des gaz.

Dans le cycle Diesel l'énergie utilisable est environ 10% de l'énergie contenue dans le combustible, le reste de cette énergie est restitué au milieu ambiant et une partie est perdue, car on ne peut évacuer les gaz à température et pression ambiantes. Cette quantité d'énergie (10%) suffirait pour comprimer l'air d'alimentation, de disposer d'une énergie qui, suivant le taux de suralimentation, ne serait que de 1 à 3,5% de celle-ci.

I.3. Cycle de fonctionnement

I.3.1. Phases principales

Un cycle de fonctionnement comprend nécessairement les phases suivantes, elles peuvent plus ou moins se chevaucher :

- Admission d'air.
- Compression de l'air sous l'action du piston dans sa course montante.
- Combustion, par l'injection de gaz-oil à la fin de compression.

- Détente des gaz qui repoussent le piston vers le point mort bas (P.M.B.).

- Echappement des gaz.

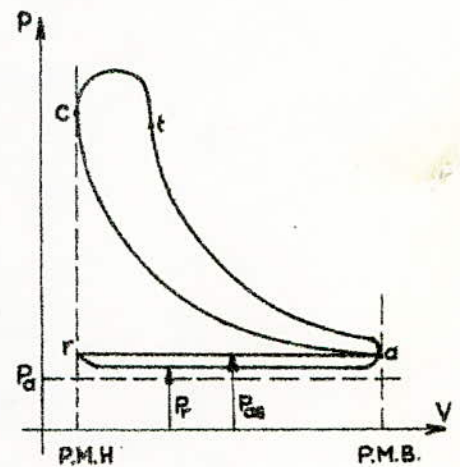
Le cycle d'opération ci-dessus est effectué pendant deux tours de vilebrequin.

I.3.2 - Cycle à 4 temps - (fig.2)

P_a : pression atmosphérique

P_{as} : pression d'admission

P_r : pression d'échappement



- fig.2 -

. Admission : r-a

Pendant la course descente, le piston aspire de l'air mis sous pression préalable par le compresseur, prélevé dans un collecteur d'admission se trouvant en communication avec le cylindre par l'ouverture de soupape.

. Compression : a-c

Elle a lieu, pendant la course montée suite à la course d'aspiration après fermeture de la soupape d'admission

. Combustion : c-t

Elle est déclenchée, un peu avant le P.M.H. par l'injection du combustible.

. Echappement : d-r

Pendant cette phase, les gaz s'échappent vers l'extérieur, par l'ouverture de soupape d'échappement, sous l'effet de leur pression résiduelle.

CHAPITRE II

CALCUL THERMODYNAMIQUE ET PERFORMANCES

II.1. Choix des paramètres de base

A fin d'effectuer le calcul du moteur, il nous faut choisir certain paramètres de base, généralement donnés par les constructeurs.

Donnée principale : Cylindrée totale $V_t = 3000 \text{ cm}^3$

Le tableau I contient les caractéristiques de quelques moteurs Diesel modernes, ce qui nous a permis de faire le bon choix des paramètres de base (c, N, D, i, ϵ).

Tableau I

Type du moteur	$V_t = iV_h$ [cm ³]	i	V_h [cm ³]	D/c	% D/c	ϵ	N [tr/mn]
TOYOTA carina 2,0 GLD	1974	4	493,5	86/85	1,01	22	4500
TOYOTA camry 1,8 GLTD	1839	4	459,75	83/85	0,97	22,5	4500
VAUXHALL astra 1600 SDL	1598	4	399,5	80/79,5	1	23	4600
VAUXHALL cavalier 1600 DL	1598	4	399,5	80/79,5	1	22	4600
VAUXHALL carlton 2300 LD	2260	4	565	92/85	1,08	22	4200
VOLKSWAGEN golf, diesel	1588	4	397	76,5/84,4	0,88	23	4800
MITSUBICHI colt 1800 GLD	1795	4	448,75	80,6/88	0,91	21,5	5500
MITSUBICHI shogun	2555	4	638,75	91/90	1,01	21	4500
PEUGEOT 205 x LD	1769	4	442,25	80/88	0,91	23	4500

suite

TYPE DU MOTEUR	$V_t = i V_h$ [cm ³]	i	V_h [cm ³]	D/c	% D/c	ϵ	N [tr/min]
PEUGEOT 305 GRD 1,9	1905	4	476,25	83/88	0,94	23,5	4600
PEUGEOT 505 GTD	2304	4	576	94/90	1,04	21	4150
PEUGEOT 505 GLD	2498	4	624,5	94/90	1,04	23	4500
RENAULT 9 TD 1,9	1595	4	398,75	78/83,5	0,93	22,5	4800
RENAULT 18 TD 2,1	2068	4	517	86/89	0,96	21,5	4500
ROVER 2400 SDT	2393	4	598,25	92/90	1,02	20,5	4200
TALBOT Horizon 1,9 LD	1905	4	476,25	83/88	0,94	25,5	4600
MERCEDES 200 D	1988	4	497	87/83,6	1,04	21	4400
MERCEDES 240 D	2399	4	599,75	90,9/92,4	0,98	21	4400
MERCEDES 300 D	2998	5	599,6	90,9/92,4	0,98	21	4400
MERCEDES 300 TD	2998	5	599,6	90,9/92,4	0,98	21	4400
VOLVO 760 GLE	2383	6	397,17	76,5/86,4	0,88	23	4800
CITROEN BX 19 RD	1905	4	476,25	83/88	0,94	23,5	4600
CITROEN CX 25 DTR	2500	4	625	93/92	1,01	21	3700
FORD Fiesta 1600 D	1608	4	402	80/80	1	21,5	4800
FORD Sierra 2300 LD	2304	4	576	94/93	1,13	22,2	4200
FORD Escort 1600 DL	1608	4	402	80/80	1	22,5	4800
FORD Granada 2500 LD	2498	4	624,5	94/90	1,04	22,2	4500
LAND ROVER Station Wagon SWBD	2286	4	571,5	90,5/88,9	1,01	23,1	4000
LAND ROVER Ninety Stn Wagon D	2495	4	673,75	90,5/88,9	0,93	21	4000

• Nombre de cylindres : i

Pour le choix du nombre de cylindres, il nous faut prendre en considération la cylindrée unitaire ainsi que le volume du moteur.

si i est très grand on aura : volume du moteur grand
cylindrée unitaire faible

si i est petit on aura : volume du moteur petit
cylindrée unitaire grande

D'après le tableau I on peut constater que la cylindrée unitaire V_h est généralement comprise entre 400 et de 600 cm^3 .

Nous optons pour une cylindrée unitaire proche de 600 cm^3 afin d'avoir un nombre de cylindres minimum.

Soit $V_h = 600 \text{ cm}^3$, d'où le nombre de cylindre i égal à :

$$i = \frac{V_t}{V_h} = \frac{3000}{600} = 5 \text{ cylindres}$$

• Nombre de tour nominal par minute : N

Toujours d'après le tableau (I) nous constatons que le nombre de tours du moteur varie entre 4000 et 4800 tr/mn.

Soit le nombre de tours nominal $N = 4400 \text{ tr/mn}$

• Alesage et course : D, c

On choisit le rapport D/c de façon à ce qu'il soit inférieur à 1 pour diminuer l'importance des efforts agissants sur le piston.

d'habitude D/c se trouve entre 0,9 et 1,1.

Soit dans notre cas : $D = 91 \text{ mm}$, $c = 92,3 \text{ mm}$

donc le rapport D/c sera égal à : $D/c = 91/92,3 = 0,986$

à l'aide des valeurs de D et c nous pouvons calculer la cylindrée unitaire et totale exacte.

• La cylindrée unitaire V_h sera :

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} \cdot c = \frac{\pi (0,1)^2}{4} \cdot 92,3 = 600,31 \text{ cm}^3$$

$$V_h = 600,31 \text{ cm}^3$$

La cylindrée totale V_t sera :

$$V_t = 5 \cdot V_h = 5 \cdot 600,31 = 3001,55 \text{ cm}^3$$

$$V_t = 3001,55 \text{ cm}^3$$

• Taux de compression : ϵ

De même, pour les moteurs Diesel le taux de compression ϵ varie entre 21 et 23, mais si ϵ est grand, la fiabilité du moteur diminue.

On portera notre choix sur $\epsilon = 21,5$

II.2 - Calcul thermodynamique

II.2.1 - Admission.

• Pression d'admission : P_{as}

Pour un moteur Diesel suralimenté, la pression d'admission est comprise entre 1,1 et 1,35 daN/cm²

$$\text{Soit } P_{as} = 1,25 \text{ daN/cm}^2$$

• Pression des gaz résiduels : P_r

$$\text{Généralement } P_r = (0,7 \div 1) P_{as}$$

$$\text{Soit } P_r = 0,9 \cdot 1,25 = 1,125 \text{ daN/cm}^2$$

$$P_r = 1,125 \text{ daN/cm}^2$$

• Température des gaz résiduels : T_r

Généralement T_r est comprise entre 700 et 1000 °K. On prendra comme première approximation une température assez élevée pour que la détente dans la turbine soit aussi grande possible.

$$\text{Soit } T_r = 900 \text{ °K}$$

• Rendement volumétrique (coefficient de remplissage) : η_v

Le coefficient de remplissage est défini, comme le rapport de la masse d'air se trouvant à la fin d'admission dans le cylindre par cycle. Par le produit de la cylindrée et de la masse spécifique de l'air à la sortie du compresseur.

L'expression de η_v est la suivante :

$$\eta_v = \frac{\lambda_0}{\delta} \frac{1}{\delta(\epsilon-1)} \frac{P_{0s}}{P_s} \left[\epsilon + (\gamma-1)(\epsilon-1) \lambda_1' - \nu \frac{P_r}{P_{0s}} \right]$$

où : $\gamma = C_p/C_v = 1,4$ rapport des chaleurs spécifiques.

λ_0 : Coefficient de charge supplémentaire (post remplissage).

généralement $\lambda_0 = (1,02 \div 1,20)$

Soit $\lambda_0 = 1,15$

δ : Rapport de chauffage de l'air pendant l'admission.

$$\delta = \frac{T_s + \Delta T}{T_s}$$

avec $T_s = 382 \text{ °K}$. la température à la sortie du compresseur.

$\Delta T = 10 \text{ °C}$, ($\Delta T = 5 \div 20 \text{ °C}$) élévation de la température dans les galeries d'admission.

$$\text{donc : } \delta = \frac{382+10}{382} = 1,026$$

$$\delta = 1,026$$

$\lambda_1' = \frac{P_a'}{P_a}$: coefficient de la pression moyenne pendant l'admission

$\lambda_1' \approx 1$ Ce choix est justifié par le fait que l'air est soufflé par le compresseur, ce qui entraîne une ondulation négligeable de pression pendant l'admission.

ν : Coefficient de balayage .

généralement $\nu = (0,9 \div 1)$

on prend $\nu = 0,95$ (à cause de la contre pression de la turbine)

On a aussi comme donnée la pression à la sortie du compresseur P_s

$$P_s = 1,546 \text{ daN/cm}^2$$

A.N.

$$\eta_V = \frac{1,15}{1,026} \frac{1}{1,4(21,5-1)} \frac{1,25}{1,546} \left[21,5 + (1,4-1)(21,5-1) \cdot 1 - 0,95 \frac{1,125}{1,25} \right]$$

$$\eta_V = 0,911$$

$$\eta_V = 0,911$$

• Coefficient des gaz résiduels : γ_r

Le coefficient des gaz résiduels est défini par :

$$\gamma_r = \frac{1}{\eta_V (\epsilon - 1)} \frac{P_r T_s}{P_s T_r}$$

$$\gamma_r = \frac{1}{0,911(21,5-1)} \frac{1,125 \cdot 382}{1,546 \cdot 900} = 0,0165$$

$$\gamma_r = 0,0165$$

• Température d'admission : T_a

La température d'admission pour un moteur suralimenté est donnée par la relation suivante :

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}$$

$$T_a = \frac{382 + 10 + 0,0165 \cdot 900}{1 + 0,0165} = 400 \text{ °K}$$

$$T_a = 400 \text{ °K}$$

II.2.2. Compression

La compression est une transformation polytropique d'exposant n_1 .

généralement $n_1 = (1,32 \div 1,36)$

Soit $n_1 = 1,34$

• Pression au point c :

$$P_c = P_{as} \cdot \epsilon^{n_1} = 1,25 \cdot 21,5^{1,34} = 76,274 \text{ daN/cm}^2$$

$$P_c = 76,274 \text{ daN/cm}^2$$

• Température au point c :

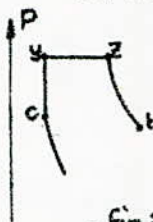
$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1 - 1} = 400 \cdot 21,5^{0,34} = 1135 \text{ °K}$$

$$T_c = 1135 \text{ °K}$$

II.2.3- Combustion

La combustion est la conséquence directe du phénomène d'auto-inflammation du combustible injecté sous forme d'un brouillard dans la masse d'air portée à température élevée par la compression.

La combustion s'effectue en trois étapes : (Fig.3)



-fig.3-

1^{re} étape : c-y combustion à volume constant

2^e étape : y-z combustion à pression constante

3^e étape : z-t transformation à température constante

II.2.3.1 - Consommation d'air

La masse molaire de gaz-oil M_c : $M_c = 112 \text{ Kg/Kmole}$

On définit :

- α_o : L'excès d'air qui est le rapport entre la quantité réelle d'air utilisée à la quantité stochiométrique nécessaire pour la combustion.

$$\alpha_o = \frac{L_o}{L_{OT}}$$

généralement : $\alpha_o = (1,15 \div 1,7)$

Soit $\alpha_o = 1,3$

L_{OT} est donnée par l'expression suivante :

$$L_{OT} = \frac{2,67 \cdot g_c + 8 \cdot g_{H_2} - g_{O_2}}{0,23} \quad \left[\text{Kg air / Kg combustible} \right]$$

où : g_c , g_{H_2} et g_{O_2} sont les pourcentages des différents composants de gaz-oil.

$$g_c = 0,86 \quad (\text{carbone})$$

$$g_{H_2} = 0,12 \quad (\text{Hydrogène})$$

$$g_{O_2} = 0,01 \quad (\text{oxygène})$$

$$g_s = 0,01 \quad (\text{soufre})$$

$$\text{donc : } L_{OT} = \frac{2,67 \cdot 0,86 + 8 \cdot 0,12 - 0,01}{0,23} = 14,144 \text{ Kg air / Kg comb.}$$

$$L_{OT} = 0,4966 \text{ Kmole / Kg Comb.}$$

$$\text{et } L_o = \alpha_o L_{OT} = 1,3 \cdot 0,4966 = 0,6456 \text{ Kmole / Kg Comb.}$$

$$L_o = 0,6456 \text{ Kmole / Kg Comb.}$$

n_{cf} : Le nombre de mole de charge fraiche admis dans le cylindre à la fermeture de la soupape d'admission.

$$n_{cf} = L_o + \frac{1}{M_c} = 0,6456 + \frac{1}{112} = 0,6545 \text{ Kmole / Kg de gaz-oil}$$

$$n_{cf} = 0,6545 \text{ Kmole / Kg gaz-oil}$$

. Fractions molaires des composants du mélange air-combustible.

Le mélange air-combustible est constitué par l'air, gaz-oil et gaz résiduels.

$$\text{Air : } r_{air} = \frac{L_o}{n_{cf}(\gamma_r + 1)} = \frac{0,6456}{0,6545(0,0465 + 1)} = 0,9746$$

$$\text{Gaz-oil : } r_{G.O.} = \frac{1/M_c}{n_{cf}(\gamma_r + 1)} = \frac{1/112}{0,6545(0,0465 + 1)} = 0,0434$$

$$\text{Gaz résiduels : } r_{G.R.} = \frac{\gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{0,0465}{1 + 0,0465} = 0,0415$$

II.2.3.2. Produits de fumée

Puisque l'excès d'air α_o est supérieur à l'unité, la combustion est complète. Donc la fumée se compose de CO_2 , H_2O , O_2 et N_2 .

n_f : nombre de moles de produits de fumée égal à :

$$n_f = \frac{c}{12} + \frac{h}{2} + 0,209 L_{OT} (\alpha_o - 1) + 0,791 L_{OT} \alpha_o$$

où : c : masse de carbone dans 1 Kg de gaz-oil, $c = 0,85$

h : masse d'hydrogène dans 1 Kg de gaz-oil, $h = 0,133$

$$\text{donc } n_f = \frac{0,85}{12} + \frac{0,133}{2} + 0,209 \cdot 0,4966 (1,3 - 1) + 0,791 \cdot 0,4966 \cdot 1,3 = 0,679$$

$$n_f = 0,679 \text{ Kmole / Kg gaz-oil}$$

. Fractions molaires des composants des produits de fumée.

$$\text{Gaz carbonique } CO_2 : r_{CO_2} = \frac{c/12}{n_f} = \frac{0,85/12}{0,679} = 0,104$$

$$\text{Eau } H_2O : r_{H_2O} = \frac{h/2}{n_f} = \frac{0,133/2}{0,679} = 0,0979$$

$$\text{Oxygène } O_2 : r_{O_2} = \frac{0,209 L_{OT} (\alpha_o - 1)}{n_f} = \frac{0,209 \cdot 0,4966 (1,3 - 1)}{0,679} = 0,0458$$

$$\text{Azote } N_2 : r_{N_2} = \frac{0,791 \cdot L_{or} \cdot \alpha_0}{n_f} = \frac{0,791 \cdot 0,4966 \cdot 1,3}{0,679} = 0,7521$$

II.2.3.3 - Bilan énergétique de la combustion.

Comme suite à la variation des chaleurs spécifiques on adopte une température de référence T_R conventionnelle égale $500^\circ K$. Ce qui conduit à l'introduction d'une énergie interne notée par U_R .

Le bilan énergétique de la combustion est :

$$\text{où : } (U_C - U_R) + P_C^i = (U_Z - U_R) + W_{YZ} + Q_P$$

U_C : Energie interne de la charge fraîche à T_C

U_Z : Energie interne des gaz de combustion à T_Z

U_R : Energie interne de la charge fraîche à T_R

W_{YZ} : Travail mécanique, dû au déplacement du piston pendant la combustion.

Q_P : Perte de chaleur par refroidissement de l'enceinte de combustion.

P_C^i : Pouvoir calorifique inférieur de combustible.

$$P_C^i = 10000 \text{ Kcal/Kg gaz-oil}$$

On peut exprimer finalement le bilan énergétique par :

$$\frac{\xi_1 P_C^i (1 - \xi_2)}{n_{cf} (1 + \gamma_r)} + (U_C - U_R) = M_t (U_Z - U_R) + 1,987 (M_t \cdot T_Z - \mu T_C)$$

où :

ξ_1 : Coefficient d'utilisation de P_C^i

ξ_2 : Coefficient de perte de chaleur par le refroidissement de l'enceinte de combustion.

$\mu = \frac{P_y}{P_c}$: Rapport d'augmentation de pression entre y et c

$M_t = \frac{\mu + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$: Coefficient total de variation molaire

avec $M = \frac{n_f}{n_{cf}}$: Rapport des nombres de moles de charge fraîche et produits de fumée.

Généralement : $f_1 = (0,8 \div 0,96)$

$$f_2 = (0,1 \div 0,45)$$

$$\lambda = 1,4 \div 2$$

Soit : $f_1 = 0,9$

$$f_2 = 0,25$$

$$\lambda = 1,7$$

et $M = \frac{0,679}{0,6545} = 1,037$

donc : $M_t = \frac{1,037 + 0,0165}{1 + 0,0165} = 1,036$

La variation d'énergie interne ($U_C - U_R$) est donnée par :

$$(U_C - U_R) = A(T_C - T_R) + \frac{B}{2}(T_C^2 - T_R^2) + \frac{C}{3}(T_C^3 - T_R^3) + \frac{D}{4}(T_C^4 - T_R^4) + \frac{E}{5}(T_C^5 - T_R^5)$$

avec : $A = a_{air} \cdot r_{air} + a_{gaz\ oil} \cdot r_{gaz\ oil}$

$$B = b_{air} \cdot r_{air} + b_{gaz\ oil} \cdot r_{gaz\ oil}$$

$$C = c_{air} \cdot r_{air} + c_{gaz\ oil} \cdot r_{gaz\ oil}$$

$$D = d_{air} \cdot r_{air} + d_{gaz\ oil} \cdot r_{gaz\ oil}$$

$$E = e_{air} \cdot r_{air} + e_{gaz\ oil} \cdot r_{gaz\ oil}$$

Substance	a	b. 10 ³	c. 10 ⁶	d. 10 ⁹	e. 10 ¹²
Air	4,915	-0,373	2,272	0,912	0
Gaz_oil	17,07	273,6	-95,7	0	0

On trouve : $A = 4,844$

$$B = 2,54 \cdot 10^{-3}$$

$$C = 1,1406 \cdot 10^{-6}$$

$$D = 0,8656 \cdot 10^{-9}$$

$$E = 0$$

en les remplaçant dans l'expression de $(U_C - U_R)$ on aura :

$$(U_C - U_R) = 4,844 \cdot 630 + \frac{2,54 \cdot 10^{-3}}{2} (1135^2 - 500^2) + \frac{1,1406 \cdot 10^{-6}}{3} (1135^3 - 500^3) \\ + \frac{0,8656 \cdot 10^{-9}}{4} (1135^4 - 500^4)$$

$$(U_C - U_R) = 5195,966 \text{ Kcal/kmole}$$

La variation d'énergie interne $(U_Z - U_R)$ égale à :

$$(U_Z - U_R) = F(T_Z - T_R) + \frac{G}{2}(T_Z^2 - T_R^2) + \frac{H}{3}(T_Z^3 - T_R^3) + \frac{I}{4}(T_Z^4 - T_R^4) + \frac{J}{5}(T_Z^5 - T_R^5)$$

où F, G, H, I et J sont calculées de la même façon que $A, B, C,$

et E , mais avec d'autres coefficients a, b, c, d et e .

Substance	a	$b \cdot 10^3$	$c \cdot 10^6$	$d \cdot 10^9$	$e \cdot 10^{12}$
CO ₂	3,114	15,012	-9,848	2,952	0,3244
H ₂ O	5,8092	-0,218	4,388	-3,495	2,077
O ₂	4,181	3,358	-1,45	0,242	0
N ₂	3,7905	3,249	-1,204	0,162	0

On trouve :

$$F = 4,047$$

$$G = 4,677 \cdot 10^{-3}$$

$$H = -1,925 \cdot 10^{-6}$$

$$I = 0,204 \cdot 10^{-9}$$

$$J = 0,249 \cdot 10^{-12}$$

donc :

$$(U_Z - U_R) = 4,047 (T_Z - 500) + \frac{4,677 \cdot 10^{-3}}{2} (T_Z^2 - 500^2) - \frac{1,925 \cdot 10^{-6}}{3} (T_Z^3 - 500^3) \\ + \frac{0,204 \cdot 10^{-9}}{4} (T_Z^4 - 500^4) + \frac{0,249 \cdot 10^{-12}}{5} (T_Z^5 - 500^5)$$

En revenant à l'équation du bilan énergétique, on a une équation de 5^{ème} degré, et par itérations successives, on peut trouver la température au point Z.

$$5,153 \cdot 10^{-14} T_Z^5 + 0,0528 \cdot 10^{-9} T_Z^4 - 0,665 \cdot 10^{-6} T_Z^3 + 2,422 \cdot 10^{-3} T_Z^2 + 6,2512 T_Z - 21808,518 = 0$$

on trouve $T_z = 2169 \text{ }^\circ\text{K}$; ce qui représente une bonne valeur car généralement $T_z = (1800 \div 2400) \text{ }^\circ\text{K}$.

$$T_z = 2169 \text{ }^\circ\text{K}$$

• Pression maximum : $P_y = P_z$

Par définition de λ on a : $P_y = P_c \lambda$

$$P_y = 76,274 \cdot 1,7 = 129,666 \text{ daN/cm}^2$$

$$P_y = 129,666 \text{ daN/cm}^2$$

• Température au point y : T_y

$$T_y = \frac{\lambda}{M_t} \cdot T_c = \frac{1,7 \cdot 1135}{1,036} = 1862 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$T_y = 1862 \text{ }^\circ\text{K}$$

• Pression au point t : P_t

On définit : $\delta_t = \frac{P_z}{P_t}$: rapport de pression entre z et t qui est donné par :

$$\delta_t = \text{Exp} \left(\frac{\xi_1 \xi_2 P_c^i}{1,987 n_{gc} T_z} \right)$$

où :

$n_{gc} = (\mu + \gamma_r) n_{cf}$: nombre de moles des gaz après la combustion

$$n_{gc} = (1,037 + 0,0165) 0,6545 = 0,689$$

donc

$$\delta_t = \text{Exp} \left(\frac{0,9 \cdot 0,25 \cdot 10000}{1,987 \cdot 0,689 \cdot 2169} \right) = 2,134$$

$$\delta_t = 2,134$$

$$\text{et } P_t = P_z / \delta_t = P_y / \delta_t = \frac{129,666}{2,134} = 60,762 \text{ daN/cm}^2$$

$$P_t = 60,762 \text{ daN/cm}^2$$

• Température au point t : T_t

Puisque la transformation est isotherme, $T_t = T_z$

$$T_t = 2169 \text{ }^\circ\text{K}$$

II.2.4 - Détente

La transformation (t-d) est une détente polytropique d'exposant n_2 .

Pour un moteur, dont la vitesse de rotation est supérieure à 3200 tr/min

$$n_2 = 1,25 + \frac{100}{N} = 1,25 + \frac{100}{4400} = 1,27 \quad n_2 = 1,27$$

et $\delta_p = \frac{V_z}{V_y}$: rapport de volume entre z et y qui est égal :

$$\delta_p = \frac{M_t \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1,036 \cdot 2169}{1,7 \cdot 1135} = 1,165$$

$$\delta_p = 1,165$$

• Pression au point d' : $p_{d'}$

$$p_{d'} \text{ est donnée par : } p_{d'} = p_t \left(\frac{\delta_t \cdot \delta_p}{\varepsilon} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad [\text{daN/cm}^2]$$

$$p_{d'} = 60,762 \left(\frac{2,134 \cdot 1,165}{21,5} \right)^{1,27} = 3,924 \text{ daN/cm}^2$$

$$p_{d'} = 3,924 \text{ daN/cm}^2$$

$$\text{Vérification : } p_{d'} = (3 \div 6) \text{ daN/cm}^2$$

• Température au point d' : $T_{d'}$

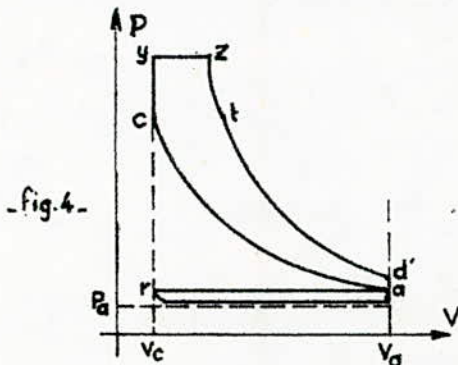
$$T_{d'} = T_t \left(\frac{\delta_t \cdot \delta_p}{\varepsilon} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad [^{\circ}\text{K}]$$

$$T_{d'} = 2169 \left(\frac{2,134 \cdot 1,165}{21,5} \right)^{1,27-1} = 1211 \text{ } ^{\circ}\text{K}$$

$$T_{d'} = 1211 \text{ } ^{\circ}\text{K}$$

$$\text{Vérification : } T_{d'} = (900 \div 1400) \text{ } ^{\circ}\text{K}$$

II.2.5 - Calcul des volumes - (Fig.4)



$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} = \frac{600,31}{21,5 - 1} = 29,283 \text{ cm}^3$$

où V_c : volume de la chambre de combustion

$$V_a = V_c \cdot \varepsilon = 29,283 \cdot 21,5 = 629,584 \text{ cm}^3$$

$$V_z = \delta_p \cdot V_c = 1,165 \cdot 29,283 = 34,115 \text{ cm}^3$$

$$V_t = \delta_p \cdot \delta_t \cdot V_c = 1,165 \cdot 2,134 \cdot 29,283 = 72,801 \text{ cm}^3$$

II.2.6 - Tableau récapitulatif

Points	a	c	y	z	t	d'	r
P [daN/cm ²]	1,25	76,274	129,666	129,666	60,762	3,924	1,125
T [°K]	400	1135	1862	2169	2169	1211	900
V [cm ³]	629,584	29,283	29,283	34,115	72,801	629,584	29,283

II.2.7. Diagramme $p=f(V)$; (Planche : 1)

II.2.7.1. Tracé des phases du cycle

. r-a : Aspiration à pression constante. P_{as}

. a-c : Compression polytropique d'exposant n_1

$$\text{donc } P_{as} V_a^{n_1} = P_x Y^{n_1}$$

où Y est une échelle variable (varie entre V_a et V_c)

et $P_x = \frac{P_{as} \cdot V_a^{n_1}}{Y^{n_1}}$; avec la valeur V_a exprimé en fonction de l'échelle de volume.

$$P_x = \frac{1,25 \cdot 41,97^{1,34}}{Y^{1,34}} = \frac{186,917}{Y^{1,34}} \quad [\text{daN/cm}^2]$$

. c-y : Combustion à volume constant. V_c

. y-z : Combustion à pression constante. P_y

. z-t : Transformation isotherme $pV = ct^s$

$$\text{donc } P'_x = \frac{P_z V_z}{Y} = \frac{129 \cdot 2,274}{Y} \quad [\text{daN/cm}^2]$$

$$\text{avec } 2,274 \leq Y \leq 4,853$$

. t-d' : La transformation t-d' est une détente polytropique.

$$\text{donc : } P_x'' = \frac{P_d V_d^{n_2}}{Y^{n_2}} = \frac{3,924 (41,97)^{1,27}}{Y^{1,27}} = \frac{451,712}{Y^{1,27}} \quad [\text{daN/cm}^2]$$

$$P_x'' = \frac{451,712}{Y^{1,27}} \quad [\text{daN/cm}^2]$$

D'où on trace le diagramme $p=f(V)$

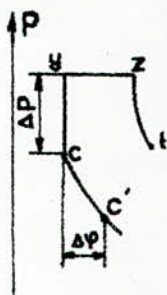
II.2.7.2. Calage des soupapes

Un réglage des soupapes est intéressant pour un moteur rapide. On admet une avance d'ouverture (A.O.A) et un retard de fermeture (R.F.A.) de la soupape d'admission pour améliorer le remplissage de l'air ; une

avance d'ouverture (A.O.E.) et un retard de fermeture (R.F.E.) de la soupape d'échappement pour réduire le travail de refoulement.

Soit : A.O.A. = 60°	limites admissibles	$20 \div 90^\circ$
R.F.A. = 30°	_____	$10 \div 45^\circ$
A.O.E. = 35°	_____	$15 \div 45^\circ$
R.F.E. = 60°	_____	$25 \div 90^\circ$

II.27.3- Début de l'injection - (fig.5)



-fig.5-

c' : début de l'injection de combustible
Le rapport entre la variation de pression ΔP , et la rotation du vilebrequin $\Delta \varphi$ est donné par les constructeurs. $\Delta P / \Delta \varphi$ est généralement égal :

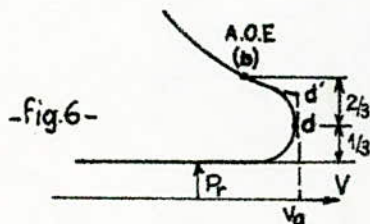
$$\Delta P / \Delta \varphi = 4 \div 8 \text{ daN/cm}^2 \cdot 1^\circ$$

$$\text{Soit } \frac{\Delta P}{\Delta \varphi} = 6 \text{ daN/cm}^2 \cdot 1^\circ$$

$$\text{et } \Delta P = P_y - P_c = 129,666 - 75,247 = 54,319 \text{ daN/cm}^2$$

$$\text{donc : } \Delta \varphi = \frac{\Delta P}{6} = \frac{54,319}{6} \approx 9^\circ$$

II.27.4- Tracé de la fin de détente - (fig.6)



-fig.6-

Théoriquement la fin de détente se termine au point d' , mais en réalité elle se fait suivant la courbure indiquée par la figure ci-contre.

où b : correspond à l'A.O.E.

A partir du diagramme, on peut déterminer la pression au point b : $p_b = 5 \text{ daN/cm}^2$.

$$\text{La pression au point } d : p_d = p_r + \frac{p_b - p_r}{3} = 1,125 + \frac{5 - 1,125}{3} = 2,4$$

$$p_d = 2,4 \text{ daN/cm}^2$$

La température au point b peut s'exprimer par :

$$T_b = T_d' \left(\frac{V_d'}{V_b} \right)^{n_2-1} [^{\circ}\text{K}] \text{ (détente polytropique)}$$

avec $V_b = 484 \text{ cm}^3$

$$T_b = 1211 \left(\frac{629,59}{484} \right)^{1,27-1} \approx 1300 \text{ } ^{\circ}\text{K}$$

$$T_b = 1300 \text{ } ^{\circ}\text{K}$$

II.2.8. Rendement d'évacuation des gaz d'échappement : η_g

Le rendement est donné par l'expression suivante :

$$\eta_g = 1 - \frac{P_r \cdot \varphi \cdot T_b}{P_b \cdot \epsilon_a \cdot T_r}$$

où :

$\epsilon_a = \frac{V_b}{V_c}$ rapport des volumes

φ : Coefficient de balayage des gaz d'échappement

$$\varphi \approx 1 \quad \text{et} \quad \epsilon_a = \frac{484}{29,283} = 16,528$$

$$\eta_g = 1 - \frac{1,25 \cdot 1 \cdot 1300}{5 \cdot 16,528 \cdot 900} \approx 0,98$$

$$\text{Normalement } \eta_g = 0,92 \div 0,99$$

II.3. Calcul des performances du moteur

• Pression moyenne indiquée : P_{mi}

La pression moyenne indiquée peut être calculée, analytiquement ou graphiquement.

- Analytiquement : P_{mi}

$$P_{mi} = \frac{P_{bs} \cdot \epsilon^{\eta_g}}{\epsilon - 1} \left[\lambda (\delta_p - 1) + \lambda \delta_p \text{Log } \delta_t + \frac{\lambda \delta_p}{n_2 - 1} \left[1 - \left(\frac{\delta_p \delta_t}{\epsilon} \right)^{n_2 - 1} \right] - \frac{1}{n_1 - 1} \left[1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right] \right] \quad [\text{daN/cm}^2]$$

$$P_{mi} = \frac{1,25 \cdot 21,5^{1,34}}{20,5} \left[1,7 (1,165 - 1) + 1,165 \cdot 1,7 \cdot \text{Log } 2,134 + \frac{1,7 \cdot 1,165}{0,27} \right] \left[1 - \left(\frac{1,165 \cdot 2,134}{21,5} \right)^{0,27} \right] - \frac{1}{0,34} \left(1 - \frac{1}{21,5^{0,34}} \right)$$

$$P_{mi} = 11,584 \text{ daN/cm}^2$$

$$P_{mi} = 11,364 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$P_{mi} = 11,364 \text{ Kgf/cm}^2$$

- Graphiquement : P_{mi}

A partir du diagramme de pression en fonction de volume on a :

$$P_{mi} = \frac{S}{Y} \cdot E \quad [\text{daN/cm}^2]$$

où : S : aire mesurée en mm^2

Y : échelle de course en mm

E : échelle de pression $1\text{mm} \rightarrow 0,2 \text{ daN/cm}^2$

on trouve : $S = 22366 \text{ mm}^2$

et $Y = 400 \text{ mm}$

$$\text{donc : } P_{mi} = \frac{22366 \cdot 0,2}{400} = 11,183 \text{ daN/cm}^2$$

$$P_{mi} = 10,97 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$P_{mi} = 10,97 \text{ Kgf/cm}^2$$

Le coefficient d'arrondissement : φ

$$\varphi = \frac{P_{mi}}{P_{mi}} = \frac{11,183}{11,584} = 0,965$$

Rendement Indiqué : η_i

Le rendement Indiqué s'exprime par :

$$\eta_i = 1,987 \frac{P_{mi} \cdot \eta_{cf} \cdot T_s}{P_s \cdot \eta_v \cdot P_e'}$$

$$\eta_i = 1,987 \frac{11,183 \cdot 0,6545 \cdot 382}{1,546 \cdot 0,911 \cdot 10000} = 0,394$$

$$\eta_i = 0,394$$

- Rendement mécanique : η_m

Généralement pour un moteur diesel suralimenté : $\eta_m = (0,75 \div 0,85)$

$$\text{Soit } \eta_m = 0,80$$

- Rendement effectif : η_e

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_i = 0,394 \cdot 0,8 = 0,315$$

$$\eta_e = 0,315$$

- Puissance indiquée : P_i

$$P_i = \frac{P_{mi} \cdot V_t \cdot N}{225 \cdot J} \text{ [ch]}; J = 4 \text{ pour moteur à 4 temps}$$

$$P_i = \frac{10,97 \cdot 3001,55 \cdot 10^3 \cdot 4400}{225 \cdot 4} = 160,984 \text{ ch.}$$

$$P_i = 160,984 \cdot 0,736 = 118,484 \text{ KW}$$

$$P_i = 118,484 \text{ KW}$$

- Couple indiquée : C_i

$$C_i = \frac{P_i \text{ [ch]} \cdot 716,2}{N} \text{ [daN.m]}$$

$$C_i = \frac{160,984 \cdot 716,2}{4400} = 26,204 \text{ daN.m}$$

$$C_i = 26,204 \text{ daN.m}$$

- Pression moyenne effective : p_{me}

$$p_{me} = P_{mi} \cdot \eta_m = 11,183 \cdot 0,8 = 8,946 \text{ daN/cm}^2$$

$$p_{me} = 8,776 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$p_{me} = 8,776 \text{ Kgf/cm}^2$$

- Puissance effective : P_e

$$P_e = P_i \cdot \eta_m = 160,984 \cdot 0,8 = 128,787 \text{ ch.}$$

$$P_e = 94,787 \text{ KW}$$

$$P_e = 94,787 \text{ KW}$$

- Couple effectif : C_e

$$C_e = C_i \cdot \eta_m = 26,204 \cdot 0,8 = 20,963 \text{ daN.m}$$

$$C_e = 20,963 \text{ daN.m}$$

- Consommation indiquée : c_i

$$c_i = \frac{632 \cdot 10^3}{\eta_i \cdot P_e^i} \text{ [g/ch.h]}$$

$$c_i = \frac{632 \cdot 10^3}{0,394 \cdot 10000} = 160,406 \text{ g/ch.h}$$

$$c_i = 160,406 \text{ g/ch.h}$$

. Consommation effective : c_e

$$c_e = \frac{632 \cdot 10^3}{\eta_e \cdot P_e} \quad [g/ch.h]$$

$$c_e = \frac{632 \cdot 10^3}{0,315 \cdot 10000} = 200,635 \quad g/ch.h$$

$$c_e = 200,635 \quad g/ch.h$$

. Consommation totale du moteur : g_c

$$g_c = c_e \cdot P_e = 200,635 \cdot 125,328 = 25145,183 \quad g/h$$

$$g_c = 25,145 \quad Kg/h$$

. Consommation totale à 100 KM : $g_{commercial}$

Pour un moteur semblable la vitesse maximum v_{max} peut atteindre 145 Km/h

$$g_{comm.} = \frac{g_c}{\left(\frac{v_{max}}{100}\right)^3} = \frac{25,145}{\left(\frac{145}{100}\right)^3} = 8,248 \quad Kg/h. 100 Km$$

. Nombre de cycles par secondes : ϕ

$$\phi = \frac{N}{30J} = \frac{4400}{30,4} = 36,667 \quad Cycles/séc.$$

. Vitesse moyenne de piston : v_{mp}

$$v_{mp} = \frac{N \cdot c}{30} = \frac{4400 \cdot 92,3 \cdot 10^{-3}}{30} = 13,537 \quad m/s$$

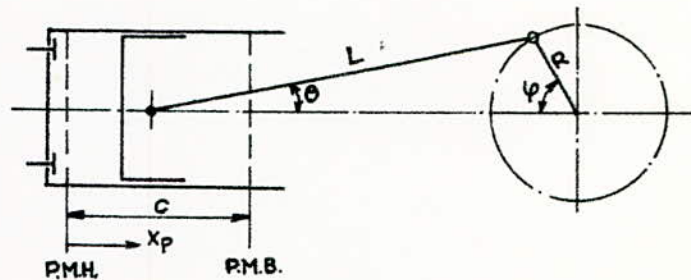
$$v_{mp} = 13,537 \quad m/s$$

CHAPITRE III

CALCUL DYNAMIQUE

III.1. Cinématique de l'embellage (fig.7)

La cinématique de l'embellage est nécessaire pour le calcul relatif à la détermination des efforts, auxquels sont soumis les organes.



-fig.7-

Les expressions approchées du mouvement du piston sont :

. Déplacement : X_p

$$X_p = R \left[1 - \cos \varphi + \frac{m}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] ; \text{ avec } m = \frac{R}{L}$$

. Vitesse : v_p

$$v_p = \frac{dx}{dt} \approx \omega R \left[\sin \varphi + \frac{m}{2} \sin 2\varphi \right]$$

. Accélération : J_p

$$J_p = \frac{d^2x}{dt^2} \approx \omega^2 R \left[\cos \varphi + m \cos 2\varphi \right]$$

III.2. Définition d'un système dynamiquement équivalent à la bielle

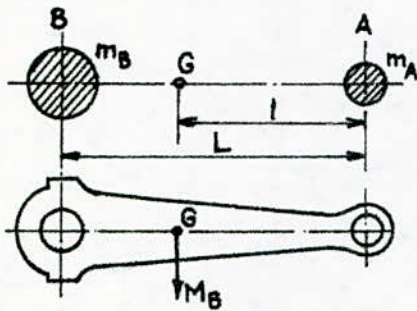
Le mouvement d'un point quelconque de la bielle résulte de la composition de deux mouvements :

- Translation de l'axe du pied de la bielle. (point A)

- Rotation de l'axe de la tête de la bielle. (point B)

Il s'ensuit un mouvement complexe de son centre de gravité G.

Un système dynamiquement équivalent à la bielle est cidessous (fig.8)



- fig.8 -

- Même masse totale M_B .

$$m_A + m_B = M_B$$

- Même centre de gravité G.

$$m_A \cdot l = m_B (L - l)$$

- Même moment central d'inertie I_G .

$$m_A l^2 + m_B (L - l)^2 = I_G$$

III.3 - Détermination des masses des organes mobiles

• Piston et ses accessoires : On définit :

m'_p : masse de piston

m''_p : masse des segments et l'axe du piston.

$m_p = m'_p + m''_p$: masse de piston équipée.

G_p = masse surfacique

$$G_p = \frac{m'_p}{\pi D^2/4} \quad [g/cm^2]$$

Généralement, pour un alliage léger :

$$G_p = (6 \div 15) [g/cm^2]$$

$$\text{et } m''_p = (0,2 \div 0,4) m'_p$$

• Bielle : Pour la bielle le rapport $G_b = \frac{M_b}{\pi D^2/4} = (30 \div 40) [g/cm^2]$

$$m_A = \frac{M_b}{3} [g] \text{ et } m_B = \frac{2M_b}{3} [g]$$

III.4. Détermination des efforts dans l'embellage

Cette étude a pour but de calculer les valeurs des actions mutuelles entre les différents organes.

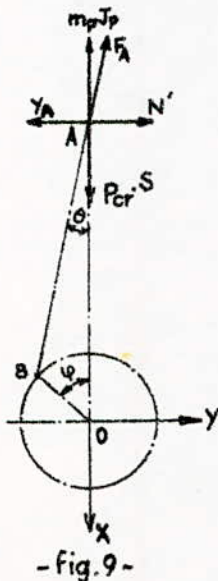
On négligera l'effet du poids des pièces et du frottement ainsi que le couple d'inertie résiduel dû à la substitution de la bielle par un système à deux masses.

Conformément au principe de d'Alembert, chaque organe est à tout instant en équilibre sous l'action :

- des forces directement appliquées (pression des gaz)
- des forces de liaison (réaction des appuis)
- des forces d'inertie

III.4.1. Equilibre du piston (fig.9)

Le piston est soumis aux :



- pression des gaz $P_{cr} \cdot S$
- réaction du cylindre F_N'
- réactions de la bielle F_A et Y_A
- force d'inertie due à la masse du piston équipé $m_p J_p$.

En écrivant l'équation d'équilibre du piston en projection.

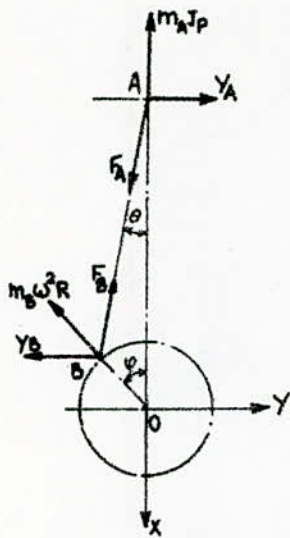
$$\text{Sur OX : } P_{cr} \cdot S - m_p J_p - F_A \cos \theta = 0 \quad (1)$$

$$\text{Sur OY : } F_N' + F_A \sin \theta - Y_A = 0 \quad (2)$$

III.4.2. Equilibre de la bielle (fig.10)

La bielle est soumise aux :

- réactions du piston F_A et Y_A



-fig.10-

- réactions du maneton F_B' et Y_B'
- forces d'inertie, due à la masse de la bielle en translation $m_A J_p$, et celle due à la masse de la bielle en rotation $m_B \omega^2 R$.

Suivant:

$$OX : (F_A - F_B') \cos \theta - m_A J_p - m_B \omega^2 R \cos \varphi = 0 \quad (3)$$

$$OY : (F_B' - F_A) \sin \theta - m_B \omega^2 R \sin \varphi = 0 \quad (4)$$

Moment par rapport à B des forces appliquées en A.

$$-Y_A L \cos \theta + m_A J_p \cdot L \sin \theta = 0 \quad (5)$$

Les équations 1 à 5 permettent de définir les cinq forces de liaisons inconnues, F_A , F_B , Y_A , Y_B et F_N' .

En résolvant nous obtenons :

$$F_A = \left[P_{cr} \cdot S - m_p J_p \right] \frac{1}{\cos \theta} \quad [\text{daN}]$$

$$Y_A = m_A J_p \operatorname{tg} \theta \quad [\text{daN}]$$

$$F_N' = \left[(m_A + m_p) J_p - P_{cr} \cdot S \right] \operatorname{tg} \theta \quad [\text{daN}]$$

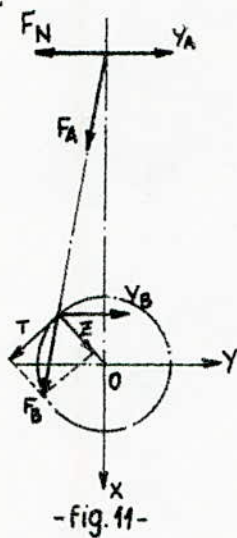
$$F_B' = \left[P_{cr} \cdot S - (m_A + m_p) J_p - m_B \omega^2 R \cos \varphi \right] \frac{1}{\cos \theta} \quad [\text{daN}]$$

$$Y_B' = -\frac{m_B \omega^2 R}{\cos \theta} \sin (\varphi + \theta) \quad [\text{daN}]$$

III.4.3 - Efforts dans l'embellage - {fig.11}

- réactions du piston F_A et Y_A
- réactions de la bielle F_B et Y_B .
- réaction du piston F_N

F_B se décompose en deux forces : la composante tangentielle T et celle radiale R .



$$\text{avec : } T = F_B \sin(\varphi + \theta) \quad [\text{daN}]$$

$$Z = F_B \cos(\varphi + \theta) \quad [\text{daN}]$$

$$\text{où : } F_B = -F_{B'}$$

$$Y_B = -Y_{B'}$$

le couple engendré par la bielle C'

$$C' = [T - Y_B \cos \varphi] R \quad [\text{daN.cm}]$$

celui du vilebrequin $C = -C'$, donc

$$C = [Y_B \cos \varphi - T] R \quad [\text{daN.cm}]$$

III.4.4 - Données de calcul

- Longueur de la manivelle : R

$$R = \frac{c}{2} = \frac{92,3}{2} = 46,15 \text{ mm}$$

- Longueur de la bielle : L

généralement $m = \frac{R}{L}$ est proche de $1/4$.

$$\text{donc } L = 4 \cdot R = 4 \cdot 46,15 = 184,6 \text{ mm}$$

on prend : $L = 185 \text{ mm}$, qui donne $m = 0,2495$

- Masse du piston équipé : $m_p = m_p' + m_p''$

$$\text{soit } G_p = \frac{m_p' \cdot 4}{\pi D^2} = 10 \text{ g/cm}^2$$

$$\text{donc } m_p' = \frac{\pi (9,1)^2}{4} \cdot 10 = 650 \text{ g}$$

$$\text{la masse } m_p'' = 0,3 m_p' = 0,3 \cdot 650 = 195 \text{ g}$$

$$\text{et } m_p = 650 + 195 = 845 \text{ g} = 0,845 \text{ Kg}$$

- Masse de la bielle : M_B

$$\text{soit } G_b = \frac{M_b \cdot 4}{\pi D^2} = 35 \text{ g/cm}^2$$

$$\text{donc } M_b = \frac{\pi (9,1)^2}{4} \cdot 35 = 2276 \text{ g} \approx 2,28 \text{ Kg}$$

$$\text{et } m_A = \frac{M_b}{3} = \frac{2,28}{3} = 0,76 \text{ Kg}$$

$$m_B = \frac{2 M_b}{3} = \frac{2 \cdot 2,28}{3} = 1,52 \text{ Kg}$$

• Vitesse angulaire: ω

$$\omega = \frac{\pi N}{30} = \frac{\pi \cdot 4400}{30} = 460,767 \text{ rd/s}$$

$$\omega = 460,767 \text{ rd/s}$$

• Surface de la tête du piston: S

$$S = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi (9,1)^2}{4} = 65,039 \text{ cm}^2$$

• Pression relative à l'intérieur du cylindre: P_{cr}

$$P_{cr} = P_i - P_{atm} \quad [\text{daN/cm}^2]$$

où: P_i = pression indiquée absolue

P_{atm} = pression atmosphérique, $P_{atm} = 1,013 \text{ daN/cm}^2$

Note: Les résultats sont récapitulés dans le tableau II

Tableau II

φ (°)	X_p (cm)	v_p (cm/s)	J_{p2} (m/s ²)	P_{cr} (daN/cm ²)	F_A (daN)	F_N (daN)	F_B (daN)	Y_B (daN)	T (daN)	Z (daN)	C (daN.cm)
0	0	0	12242	0,237	-973	0	3393	0	0	3393	0
10	0,08	460	11946	0,237	-949	-80	3326	322	719	3248	-1854
20	0,35	898	11080	0,237	-878	-147	3128	629	1317	2837	-3349
30	0,76	1293	9707	0,237	-765	-188	2809	907	1697	2238	-4207
40	1,32	1628	7930	0,237	-617	-197	2384	1143	1805	1557	-4291
50	1,97	1890	5873	0,237	-443	-172	1874	1327	1639	908	-3627
60	2,74	2071	3677	0,237	-256	-117	1305	1455	1244	393	-2385
70	3,54	2169	1478	0,237	-66	-42	705	1522	701	79	-832
80	4,37	2185	-596	0,237	115	40	105	1532	105	-8	743
90	5,19	2126	-2445	0,237	276	117	-468	1489	-453	117	2092
100	5,97	2003	-3998	0,237	411	178	-992	1401	-904	407	3051
110	6,70	1828	-5224	0,237	517	217	-1449	1277	-1208	801	3558
120	7,35	1612	-6121	0,237	592	231	-1831	1125	-1351	1237	3637
130	7,92	1368	-6722	0,237	641	222	-2137	954	-1344	1661	3371
140	8,39	1106	-7081	0,237	668	195	-2369	772	-1212	2035	2864
150	8,76	834	-7263	0,237	680	154	-2536	582	-984	2337	2214
160	9,02	557	-7334	0,237	683	106	-2647	389	-690	2556	1494
170	9,18	279	-7352	0,237	682	54	-2710	195	-354	2687	750
180	9,23	0	-7353	0,237	682	0	-2730	0	0	2730	0
190	9,18	-279	-7352	0,287	640	-52	-2668	-195	349	2645	-724
200	9,02	-557	-7334	0,397	648	-103	-2612	-389	681	2522	-1452
210	8,76	-834	-7263	0,587	657	-151	-2513	-582	975	2316	-2173
220	8,39	-1106	-7081	0,747	655	-192	-2356	-772	1206	2025	-2835
230	7,92	-1368	-6722	0,927	640	-222	-2136	-954	1344	1660	-3369
240	7,35	-1612	-6121	1,047	599	-232	-1839	-1125	1356	1242	-3662
250	6,70	-1828	-5224	1,287	540	-222	-1472	-1277	1227	814	-3648

φ ($^{\circ}$)	X_p (cm)	v_p (cm/s)	J_p (m/s ²)	P_{cr} (daN/)	F_A (daN)	F_N (daN)	F_B (daN)	Y_B (daN)	T (daN)	Z (daN)	C (daN.cm)
260	5,97	-2003	-3998	1,587	455	-189	-1035	-1401	944	425	-3234
270	5,19	-2126	-2446	1,887	340	-133	-532	-1489	515	133	-2377
280	4,37	-2185	-596	2,387	212	-64	8	-1532	-8	-0,6	-1191
290	3,54	-2169	1478	2,947	68	11	571	-1522	-567	64	215
300	2,74	-2071	3677	3,787	-066	76	1115	-1455	-1063	336	1550
310	1,99	-1890	5873	4,887	-182	122	1612	-1327	-1410	781	2570
320	1,32	-1628	7930	6,427	-255	139	2022	-1143	-1531	1320	3026
330	0,76	-1293	9707	9,387	-211	119	2255	-907	-1362	1797	2663
340	0,35	-898	11080	14,827	28	70	2221	-629	-935	2015	1587
350	0,08	-460	11946	26,887	746	7	1630	-322	-352	1592	162
355	0,02	-231	12168	42,987	1768	-18	641	-162	-70	637	-423
360	0	0	12242	128,66	7334	0	-4914	0	0	-4914	0
365	0,02	231	12168	95,987	5216	93	-2807	162	-305	-2790	2154
370	0,08	460	11946	71,187	3624	118	-1247	322	-270	-1218	2708
380	0,35	898	11080	42,387	1827	84	422	629	178	383	1908
390	0,76	1293	9707	28,387	1034	36	1009	907	610	804	810
400	1,32	1628	7930	20,887	697	14	1069	1143	810	698	303
410	1,99	1890	5873	16,227	570	22	860	1327	753	417	463
420	2,74	2071	3677	13,087	554	58	495	1455	472	149	1177
430	3,54	2169	1478	10,887	560	113	40	1522	39	4	2221
440	4,37	2185	-596	9,287	675	177	-455	1532	-454	33	3322
450	5,19	2126	-2445	7,887	743	233	-935	1489	-905	233	4178
460	5,97	2003	-3998	6,887	810	276	-1390	1401	-1268	571	4731
470	6,70	1827	-5224	6,087	861	298	-1794	1277	-1495	991	4883
480	7,35	1612	-6121	5,387	889	295	-2128	1125	-1569	1437	4646
490	7,92	1368	-6722	4,787	896	271	-2392	954	-1504	1859	4112
500	8,39	1106	-7081	4,287	889	230	-2590	772	-1325	2225	3386
510	8,76	834	-7263	3,837	870	178	-2726	582	-1058	2513	2554
520	9,02	557	-7334	3,487	850	120	-2813	389	-733	2716	1695
530	9,18	279	-7352	3,147	727	60	-2854	195	-373	2829	837
540	9,23	0	-7353	1,187	712	0	-2760	0	0	2760	0
550	9,18	-279	-7352	0,112	629	-51	-2656	-195	347	2634	-717
560	9,02	-557	-7334	0,112	629	-101	-2593	-389	676	2504	-1429
570	8,76	-834	-7263	0,112	626	-147	-2482	-582	963	2288	-2117
580	8,39	-1106	-7081	0,112	614	-186	-2315	-772	1184	1989	-2736
590	7,92	-1368	-6722	0,112	586	-211	-2082	-954	1310	1618	-3213
600	7,35	-1612	-6121	0,112	537	-219	-1776	-1125	1310	1200	-3450
610	6,70	-1828	-5224	0,112	462	-204	-1394	-1277	1162	771	-3346
620	5,98	-2003	-3998	0,112	356	-164	-936	-1401	854	384	-2818
630	5,19	-2126	-2445	0,112	221	-103	-413	-1489	400	103	-1844
640	4,37	-2185	-560	0,112	59	-26	161	-1532	-160	-12	-489
650	3,54	-2169	1478	0,112	-121	55	761	-1522	-711	85	1085
660	2,74	-2071	3677	0,112	-311	129	1360	-1454	-1250	409	2627
670	1,99	-1890	5873	0,112	-498	182	1928	-1327	-1641	934	3847
680	1,32	-1628	7930	0,112	-671	206	2438	-1143	-1798	1592	4481
690	0,76	-1293	9707	0,112	-819	195	2863	-907	-1694	2281	4358
700	0,35	-898	11080	0,112	-932	152	3182	-629	-1315	2886	3450
710	0,09	-460	11946	0,112	-1003	83	3380	-322	-731	3300	1907
720	0	0	12242	0,112	-1027	0	3447	0	0	3447	0

III.5- Puissance effective fournie par le vilebrequin

Pour calculer la puissance effective, fournie par le vilebrequin, nous avons effectué les opérations intermédiaires suivantes :

- tracé sur la même feuille, le diagramme donnant les variations du couple instantané en fonction de la rotation du vilebrequin pour les cinq cylindres.

- tracé du diagramme représentant le couple total C_t instantané (somme des couples relatifs aux 5 cylindres) en fonction de rotation de vilebrequin.

- calcul du couple total moyen C_{mt} par la mesure de l'air moyenne (fig.12)

On trouve : $C_{mt} = 25 \text{ daN.m}$, qui nous donne :

$$\bullet \text{ puissance indiquée : } P_i' = \frac{C_{mt} \cdot N}{716,2} = \frac{25 \cdot 4400}{716,2} = 153,588 \text{ ch.}$$

$$P_i' = 113,041 \text{ KW}$$

$$\bullet \text{ puissance effective : } P_e' = P_i' \cdot \eta_m = 153,588 \cdot 0,8 = 122,870 \text{ ch.}$$

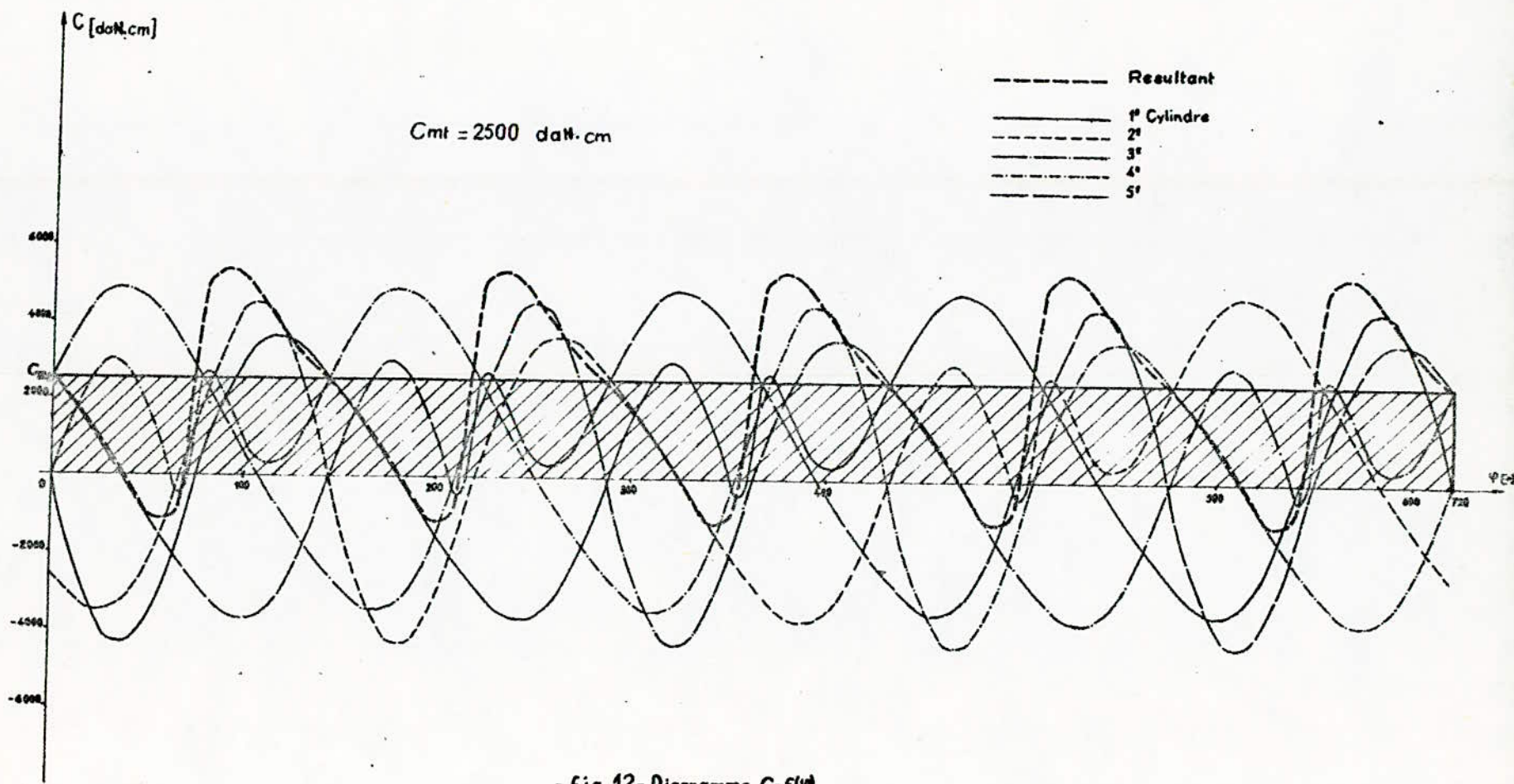
$$P_e' = 90,433 \text{ KW}$$

La valeur de la puissance effective par le calcul dynamique est égale à 90,433 KW.

La différence entre cette valeur et celle trouvée par le calcul thermodynamique est dû au fait d'avoir pris en considération dans le calcul dynamique, les efforts d'inertie des organes mobiles.

L'erreur relative entre les deux calculs est :

$$\left(\frac{P_e - P_e'}{P_e} \right) \cdot 100 = \left(\frac{128,787 - 122,870}{128,787} \right) \cdot 100 = 4,59\%$$



- fig.12- Diagramme $C=f(\phi)$

CHAPITRE IV

DIMENSIONNEMENT DES ORGANES

IV.1. Le piston et ses accessoires

Le piston constitue la paroi mobile de la chambre de combustion ; par l'intermédiaire de l'axe, il supporte et transmet l'effort des gaz à la bielle puis au vilebrequin. En outre, il assure en plus de son propre guidage, des fonctions multiples tout en souscrivant à des impératifs discordants :

- . Recevoir la pression de combustion
- . Transférer les flux thermiques entrés par la tête du piston
- . Assurer l'étanchéité aux gaz de combustion tout en contrôlant la remontée de l'huile de graissage dans la chambre de combustion
- . Opérer dans une vaste gamme de températures
- . Être aussi léger que possible

Un piston peut être considéré comme comprenant trois parties :

- La tête : Elle se décompose en un fond et une couronne porte-segments, le fond reçoit les efforts nés de la combustion, et on réalise des évidements dans le fond, pour permettre, d'une part, la levée des soupapes au voisinage de P.M.H. et d'autre part, pour augmenter le coefficient de transfert thermique.

La couronne porte-segments dissipe une partie de l'énergie calorifique entrée par le fond et assure l'étanchéité aux gaz et à l'huile, par les segments d'étanchéité aux gaz et le segment racleur.

L'étanchéité aux gaz :

- . assure la compression de l'air

- . limite les fuites de gaz de combustion
- . évite que ces gaz refoulant l'huile, ne provoquent le gommage des segments, le grippage en jupe et les fumées au reniflard.

L'étanchéité à l'huile ne permet qu'une faible remontée d'huile, ce qui assure la propreté de la chambre de combustion et concourt à diminuer la consommation de cette l'huile.

- La jupe : Elle assure.

- . l'appui latéral du piston sur la chemise
- . le guidage du déplacement du piston
- . l'évacuation d'une partie de la quantité de chaleur entrée par la tête.

- Le logement d'axe : Le logement est, en particulier, le raccordement des bossages au fond, doivent posséder une rigidité conduisant à des déformations aussi faibles que possible, la position du logement d'axe doit être aussi près que possible du centre de gravité du piston afin de diminuer le basculement.

IV.1.1 - Dimensionnement du piston - (Fig.13)

La vitesse moyenne de déplacement du piston $v_{mp} = 13,537$ m/s, étant fixée, nous optons pour le choix d'un alliage léger (masse faible) afin de diminuer la valeur de la force d'inertie. (Alliage AL-Cu)

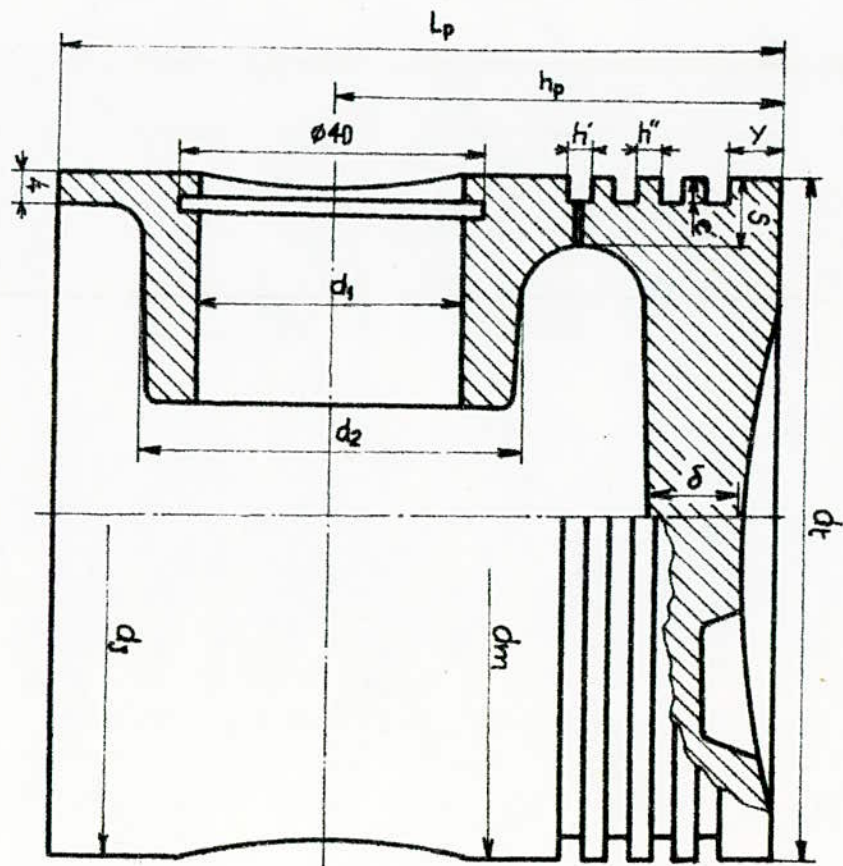
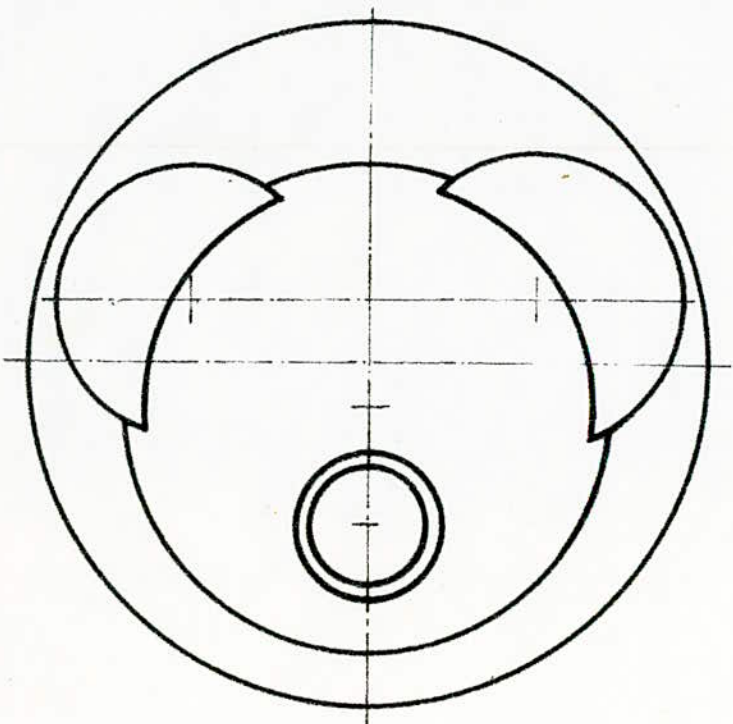
. Diamètre de tête : d_t

$$d_t = 0,993 D = 0,993 \cdot 91 = 90,363 \text{ mm}$$

. Epaisseur de chemise : S

$$\text{généralement } S = (0,06 \div 0,12) D$$

-fig.13- LE PISTON Echelle 1



$$\text{soit } S = 0,104 D = 0,104 \cdot 91 = 9,464 \text{ mm}$$

• Epaisseur du fond de piston : δ

$$\text{L'épaisseur } \delta \text{ s'exprime par : } \delta = \frac{d_i}{2} \sqrt{\frac{P_{cr,max}}{G_t}} \quad [\text{mm}]$$

où :

d_i : diamètre intérieur du piston

$$d_i = d_t - 2S = 90,363 - 2 \cdot 9,464 = 71,435 \text{ mm}$$

$P_{cr,max}$: pression maximum dans le cylindre

$$P_{cr,max} = 128,657 \text{ daN/cm}^2$$

G_t : contrainte admissible à la traction

$$\text{soit } G_t = 800 \text{ daN/cm}^2$$

donc :

$$\delta = \frac{71,435}{2} \sqrt{\frac{128,657}{800}} = 14,3 \text{ mm}$$

• Longueur de piston : L_p

$$L_p = \frac{F_N}{p \cdot D} \quad [\text{cm}]$$

où :

F_N : force latérale maximale (cylindre - piston) ;

$$F_N = 298 \text{ daN}$$

p : pression spécifique ; elle varie entre 3 et 8 daN/cm²

$$\text{soit } p = 3,5 \text{ daN/cm}^2$$

donc

$$L_p = \frac{298}{3,5 \cdot 91} = 9,35 \text{ cm}$$

On prend $L_p = 95 \text{ mm}$

• Hauteur de l'axe de piston : h_p

$$h_p = 0,65 D = 0,65 \cdot 91 = 59,16 \text{ mm}$$

$$\text{soit } h_p = 59 \text{ mm}$$

• Distance du premier segment : y

$$\text{généralement } y = (0,06 \div 0,07) L_p$$

$$\text{Soit } y = 0,065 L_p = 0,065 \cdot 95 = 6,175 \text{ mm}$$

$$\text{on prend } y = 6,5 \text{ mm}$$

• Diamètre du porte-segments : d_m

$$d_m = 0,997 D = 0,997 \cdot 91 = 90,727 \text{ mm}$$

• Diamètre de la jupe du piston : d_j

$$d_j = 0,9985 \cdot D = 0,9985 \cdot 91 = 90,863 \text{ mm}$$

• Distance entre deux segments : h''

$$h'' = 0,035 \cdot D = 0,035 \cdot 91 = 3,185 \text{ mm} ; h'' \approx 3 \text{ mm}$$

• Hauteur de logement du segment : h'

$$h' = h + i$$

où : h : hauteur du segment

i : jeu égal à 0,1 mm

• Largeur de logement du segment : e'

$$e' = e + 0,5$$

où : e' : largeur du segment

• Epaisseur minimum de la chemise de cylindre : e_c

$$e_c = \frac{D}{2G_t} \cdot P_{cr_{\max}} \quad [\text{cm}]$$

$$\text{avec } G_t = 1200 \text{ daN/cm}^2$$

$$e_c = \frac{128,654 \cdot 9,1}{2 \cdot 1200} = 0,49 \text{ cm} ; e_c \approx 5 \text{ mm}$$

• Longueur de cylindre : L_c

$$L_c = L_p + c + 3 = 92,3 + 95 + 3 = 190,3 \text{ mm}$$

IV.1.2. Les segments

Le rôle des segments est : d'assurer l'étanchéité de la chambre de combustion par rapport au carter, de transmettre à la paroi du cylindre une partie de la chaleur évacuée par le piston et de régler la consommation d'huile du moteur.

L'étanchéité doit être réalisée, d'une part, entre le segment et le cylindre, d'autre part, entre le segment et le piston. La tension radiale nécessaire à l'étanchéité côté cylindre résulte de l'élasticité du segment et de la pression des gaz.

En ce qui concerne le segment racleur d'huile, il faut qu'il soit très flexible et conçu de façon à suivre les déformations du cylindre.

Le jeu de coupe des segments est déterminé expérimentalement pour que les extrémités ne viennent pas en contact à chaud (ce qui occasionnerait la rupture ou le gommage). Un jeu de coupe excessif conduit évidemment à un défaut d'étanchéité et à l'augmentation du débit de "blow-by"

IV.1.2.1. Calcul des segments - (fig. 14)

On utilise 3 segments d'étanchéité et 1 segment de graissage (racleur), le raccordement des extrémités est à 45° . Le matériau utilisé est : La fonte spéciale dont les caractéristiques sont les suivantes :

Module d'élasticité $E = 900000 \text{ dan/cm}^2$

Résistance à la flexion $\sigma_f = 800 \div 1200 \text{ dan/cm}^2$

Coefficient de dilatation $\alpha = 8,4 \cdot 10^{-6} / ^\circ\text{C}$

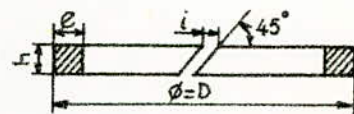
. Jeu : i

Le jeu est calculé par l'expression

suivante :

$$i = \pi D \alpha (T_p - T_m) \quad ; \quad [\text{mm}]$$

où : T_p, T_m sont les températures moyennes



- Fig. 14 -

du piston et du cylindre.

généralement : $T_p = 250 \div 350 \text{ } ^\circ\text{C}$

$T_m = 110 \div 140 \text{ } ^\circ\text{C}$

Soit : $T_p = 300 \text{ } ^\circ\text{C}$

$T_m = 130 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$i = \pi \cdot 91,84 \cdot 10^{-6} (300 - 130) = 0,408 \text{ mm}$$

On prend $i = 0,5 \text{ mm}$

• Jeu latéral du segment : j

généralement $j = 0,3 \div 0,6 \text{ mm}$

soit $j = 0,4 \text{ mm}$

• Pression spécifique contre le cylindre : p

$$p = \frac{G_r^2}{3E} \quad [\text{daN/cm}^2]$$

où G_r est la contrainte résiduelle au montage à froid

$G_r = 1000 \text{ daN/cm}^2$

$$p = \frac{(1000)^2}{3 \cdot 900000} = 0,37 \text{ daN/cm}^2$$

• Largeur du segment : e

$$e = D \sqrt{\frac{3p}{G_r}} = 91,84 \sqrt{\frac{3 \cdot 0,37}{1000}} \approx 3 \text{ mm}$$

• Hauteur du segment : h

On prend $h = e = 3 \text{ mm}$

• La poussée totale contre le cylindre : F_r

$F_r = \pi \cdot D \cdot z \cdot h \cdot p \quad [\text{daN}]$; avec z : nombre de segments

$F_r = \pi \cdot 91,84 \cdot 4 \cdot 0,3 \cdot 0,37 = 12,69 \text{ daN}$

• Travail unitaire du frottement : A

$A = F_r \cdot M \cdot v_{mp} \quad [\text{Watts}]$

M : Coefficient de frottement ; $M = 0,07$ pour Fonte / Acier

$$A = 126,9 \cdot 0,07 \cdot 13,537 = 120,27 \text{ Watts}$$

• Travail total du frottement : A_f

$$A_f = i \cdot A \quad [W] : \text{avec } i : \text{nombre de cylindre}$$

$$A_f = 5 \cdot 120,27 = 601,35 \text{ Watts}$$

• Puissance perdue par le frottement des segments : P_{fs}

$$P_{fs} = \frac{A_f \cdot 1,36}{1000} = \frac{601,35 \cdot 1,36}{1000} = 0,818 \text{ ch.}$$

$$P_{fs} = 0,818 \text{ Ch.}$$

• Segment de graissage (râcleur) (fig.15)

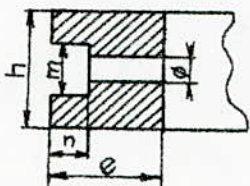
On prend : $h = 3 \text{ mm}$

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

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

$$n = 1 \text{ mm}$$

$$\phi = 0,75 \text{ mm (orifice de graissage)}$$



-fig.15-

On admet un nombre d'orifice, $Z = 25$

la distance entre - axe de deux orifices : t

$$t = \frac{\pi D}{Z} = \frac{\pi \cdot 91}{25} = 11,435 \text{ mm}$$

IV.1.3 - Axe du piston

L'axe du piston a pour rôle de transmettre à la bielle les efforts dus aux gaz, d'inertie du piston et ses accessoires.

L'axe du piston doit être :

- Plus largement dimensionné pour avoir une résistance suffisante aux efforts alternés et une grande rigidité à la flexion et à l'écrasement, et une grande légèreté

- L'axe est flottant, c.à.d. monté libre à froid dans les bossages du piston et dans le pied de la bielle pour diminuer le frottement dû à l'oscillation du pied de la bielle autour de l'axe. Le déplacement latéral de l'axe est limité par des circlips prenant appui dans des rainures ménagées

dans les débouchés externes des bossages

IV.1.3.1. Dimensionnement de l'axe du piston - (Fig.16)

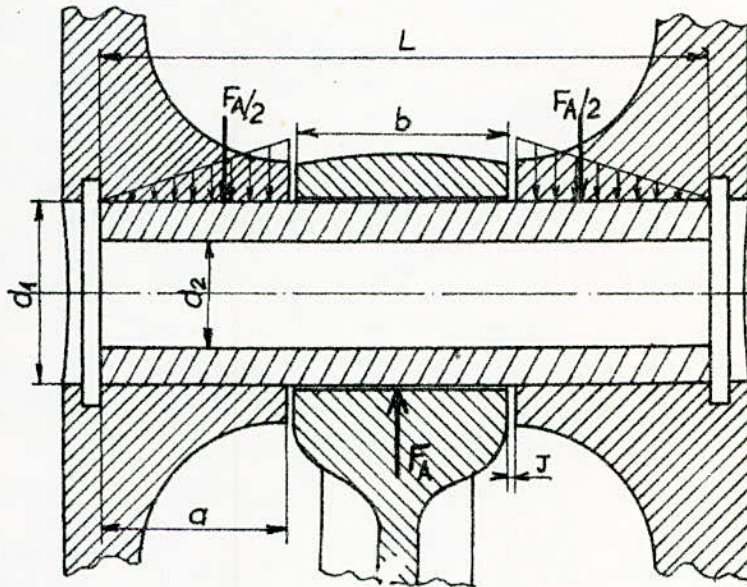


fig. 16

. Longueur d'axe : L

$$L = 0,9 \cdot D = 0,9 \cdot 91 \approx 82 \text{ mm}$$

. Longueur : a

$$a = 0,3 \cdot L = 0,3 \cdot 82 = 24,6 \text{ mm}$$

On prend $a = 26 \text{ mm}$ et $J = 1 \text{ mm}$

. Largeur de pied de la bielle : b

$$b = L - 2a - 2J = 82 - 2 \cdot 26 - 2 \cdot 1 = 28 \text{ mm}$$

. Diamètre extérieur de l'axe : d_1

$$d_1 = 0,38 \cdot D = 0,38 \cdot 91 = 34,58 \text{ mm}$$

on prend $d_1 = 35 \text{ mm}$

. Diamètre intérieur de l'axe : d_2

$$d_2 = 0,6 \cdot d_1 = 0,6 \cdot 34,58 = 20,748 \text{ mm}$$

on prend $d_2 = 20 \text{ mm}$

IV.1.3.2 - Calcul des contraintes

. A la Flexion

La contrainte de flexion maximale est donnée par :

$$\sigma_{fmax} = F_{Amax} \frac{(L + 0,5b + 4J)}{1,2 d_1^3 \left[1 - \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^4\right]} \quad \left[\text{daN/cm}^2 \right]$$

$$\sigma_{fmax} = 7334 \frac{8,2 + 0,5 \cdot 2,8 + 4 \cdot 0,1}{1,2 \cdot (3,5)^3 \left[1 - \left(\frac{2}{3,5}\right)^4\right]} = 1595,587 \text{ daN/cm}^2$$

$\sigma_f = 1595,587 \text{ daN/cm}^2$

. Au cisaillement

La contrainte au cisaillement maximale sera :

$$\tau_{max} = \frac{0,85 F_{Amax} (1 + \alpha + \alpha^2)}{d_1^2 (1 - \alpha^4)}$$

$$\text{où } \alpha = \frac{d_2}{d_1} = \frac{20}{35} = 0,571$$

$$\tau_{max} = \frac{0,85 \cdot 7334 (1 + 0,571 + (0,571)^2)}{(3,5)^2 [1 - (0,571)^4]} = 1080,214 \text{ daN/cm}^2$$

$\tau = 1080,214 \text{ daN/cm}^2$

. Pression de contact

Elle permet de vérifier la condition de graissage

- Dans les portées du piston

$$p_p = \frac{F_{Amax}}{2 \cdot a \cdot d_1} = \frac{7334}{2 \cdot 2,2 \cdot 3,5} = 400,277 \text{ daN/cm}^2$$

- Dans le pied de la bielle

$$p_b = \frac{F_{Amax}}{b \cdot d_1} = \frac{7334}{2,8 \cdot 3,5} = 748,367 \text{ daN/cm}^2$$

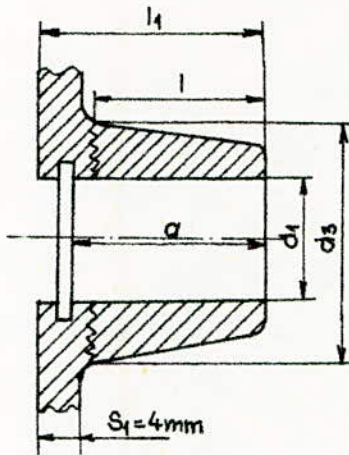
$$\text{pratiquement : } p_p = 350 \div 500 \text{ daN/cm}^2$$

$$p_b = 500 \div 750 \text{ daN/cm}^2$$

IV.1.4 - Calcul des contraintes sur le piston

IV.1.4.1 - bossage (fig.17)

- A la Flexion



-fig.17-

• Longueur du bossage : l_1

$$l_1 = \frac{D-L}{2} + a = \frac{91-82}{2} + 26 = 30,5 \text{ mm}$$

• Longueur de la section vérifiée : l

$$l = l_1 - S_1 = 30,5 - 4 = 26,5 \text{ mm}$$

• détermination de d_3

La contrainte admissible de flexion $G_{\text{Fadm}} = \frac{M_F}{W}$ ①

$$\text{soit } G_{\text{Fadm}} \leq 800 \text{ daN/cm}^2$$

où : $M_F = \frac{F \cdot l^2}{2 \cdot 2 \cdot a}$: Moment fléchissant

$$W = \frac{\pi}{32} \left(\frac{d_3^4 - d_1^4}{d_3} \right) \quad \text{Module d'inertie}$$

En remplaçant dans l'équation ① on a une équation de 4^{ème} degré

$$d_3^4 - \frac{32 W}{\pi} d_3 - d_1^4 = 0$$

avec

$$M_F = \frac{7334 (26,5)^2}{2 \cdot 2 \cdot 26} = 49522,13 \text{ daN/cm}^2$$

$$\text{et } W = \frac{M_F}{8} = \frac{49522,13}{8} = 6190,266 \text{ mm}^3$$

finalement l'équation sera :

$$d_3^4 - 63053,53 d_3 - 1500625 = 0$$

par des itérations successives on trouve $d_3 = 45,8 \text{ mm}$

on prend $d_3 = 47 \text{ mm}$, donc le bossage vérifie bien la condition de flexion.

- Au cisaillement

$$\tau = \frac{F}{S} < \tau_{\text{max}} \quad ; \quad \text{avec } \tau_{\text{max}} = 4/5 G_{\text{Fmax}} \quad \text{et } F = \frac{F_A \cdot l}{2 \cdot a} \quad [\text{daN}]$$

$$\tau_{\text{max}} = 4/5 \cdot 8 = 6,4 \text{ daN/mm}^2$$

$$F = \frac{7334 \cdot 26,5}{2 \cdot 26} = 3737,519 \text{ daN}$$

$$\text{la section } S = \frac{\pi}{4} [d_3^2 - d_1^2] = \frac{\pi}{4} [47^2 - 35^2] = 772,832 \text{ mm}^2$$

$$\text{donc } \tau = \frac{3737,519}{772,832} = 4,836 \text{ daN/mm}^2$$

$\tau = 483,6 \text{ daN/cm}^2$ est inférieur à τ_{\max} .

IV.1.4.2 - Région porte-segment (au niveau du racleur)

La section la plus faible du piston se trouve au niveau du segment de graissage (racleur), où se trouve les orifices d'évacuation de l'huile, ils sont au nombre de 25 et de diamètre $d = 1 \text{ mm}$

$$\tau = P_{r\max} \frac{\pi d_i^2}{4 \cdot S} \quad [\text{daN/cm}^2] \quad \text{avec } S = S' - S''$$

où : S' , surface totale

S'' , surface des orifices

$$S' = \frac{\pi}{4} (d_m^2 - d_i^2) = \frac{\pi}{4} (90,727^2 - 71,435^2) = 2457,063 \text{ mm}^2$$

$$S'' = d(s - e') \cdot z = 1(9,464 - 3,5) \cdot 25 = 149,1 \text{ mm}^2$$

$$\text{finalement } S = 2457,063 - 149,1 = 2307,963 \text{ mm}^2 = 23,079 \text{ cm}^2$$

$$\tau = \frac{128,657 \cdot \pi (9,0363)^2}{4 \cdot 23,079} = 357,51 \text{ daN/cm}^2$$

donc $\tau < \tau_{\max}$

IV.2. La bielle

La bielle est une pièce qui transforme un mouvement rectiligne alternatif en un mouvement circulaire continu, ou réciproquement.

L'effort né de la combustion est transmis à la bielle par l'axe du piston, la bielle communique cet effort à la manivelle du vilebrequin.

Outre les efforts dus aux gaz, la bielle supporte des efforts d'inertie alternatifs et centrifuges dus aux masses, et des efforts alternatifs mineurs dus au frottement du piston et des segments sur le cylindre.

La bielle comprend : Le corps, la tête et le pied.

Le corps de la bielle doit être :

- . suffisamment rigide pour résister au flambement
- . aussi léger que possible puisque la bielle constitue une partie importante des masses en mouvement.

On adopte un profil en I à larges ailes, dont l'âme est dans le plan d'oscillation.

L'application de la formule de Rankine conduit à une section droite telle que $I_y = 4I_x$, afin que le taux de travail soit uniforme. où I étant le moment d'inertie de la section droite de la bielle dans les deux plans caractéristiques X et Y.

La tête de la bielle est soumise à des efforts qui dépendent : des forces agissant suivant l'axe du cylindre, de l'obliquité de la bielle et de l'effet centrifuge agissant sur la tête de la bielle.

La fixation du chapeau se fait par 2 vis dont le plan de joint est perpendiculaire à l'axe longitudinal.

Le coussinet de la tête est constitué de deux demi-coussinets

composés d'un support en acier et d'un antifriction, l'arrêt en rotation du coussinet étant assuré par le serrage dans le logement. En plus chaque demi-coussinet possède à une de ses extrémités une languettes sont disposées d'un même côté, de façon à assurer l'arrêt en rotation dans les deux sens.

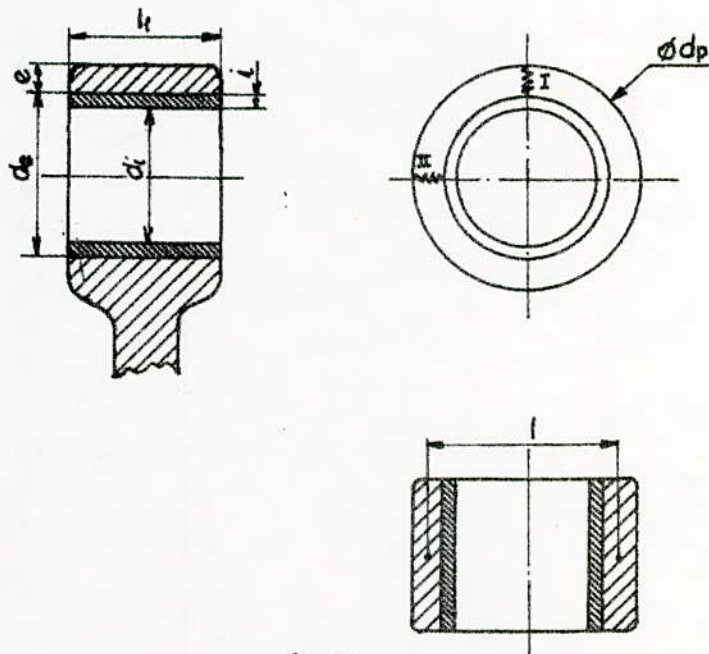
Le corps du pied de la bielle doit être conçu pour résister aux efforts de traction qu'exercent :

- . le piston et son axe au voisinage du P.M.H.
- . le serrage de la bague antifriction (coussinet)

Le dimensionnement du pied de la bielle est essentiellement fonction de la dimension de l'axe du piston, elle même fonction des pressions exercées sur l'assemblage.

IV.2.1- Pied de la bielle

IV.2.1.1- Dimensionnement - (fig.18)



- fig.18 -

• Largeur: l_1

$$l_1 = b = 28 \text{ mm}$$

• Diamètre intérieur de la bague: d_i

$$d_i = d_1 = 35 \text{ mm}$$

• Epaisseur de la bague: i

$$\text{on prend } i = 3 \text{ mm}$$

• Diamètre intérieur: d_e

$$d_e = d_i + 2 \cdot i = 35 + 2 \cdot 3 = 41 \text{ mm}$$

• Diamètre extérieur: d_p

$$d_p = d_e + 2 \cdot e \text{ [mm]; où } e = 3 \text{ à } 10 \text{ mm, soit } e = 8 \text{ mm}$$

$$d_p = 41 + 2 \cdot 8 = 57 \text{ mm}$$

• Autre dimension: l

$$l = d_e + \frac{2 \cdot e}{2} \text{ [mm]}$$

$$l = 41 + \frac{2 \cdot 8}{2} = 49 \text{ mm}$$

IV.2.12 - Calcul des contraintes

• A la Flexion (section I)

$$\text{Moment fléchissant } M_f = \frac{F_i}{8} \left(l - d_e + \frac{d_e^2}{3l} \right) \text{ [daN} \cdot \text{mm]}$$

où F_i : force d'inertie maximale; $F_i = (m_A + m_P) J_{P_{\max}}$ [daN]

$$F_i = 1,605 \cdot 12242,516 = 19649,238 \text{ N} = 1964,924 \text{ daN}$$

$$M_f = \frac{1964,924}{8} \left(49 - 41 + \frac{41^2}{3 \cdot 49} \right) = 4773,629 \text{ daN} \cdot \text{mm}$$

$$\text{Module d'inertie } W = \frac{1}{6} l_1 e^2 = \frac{1}{6} \cdot 28 \cdot 8^2 = 298,667 \text{ mm}^3$$

$$\text{La contrainte de flexion } G_f = \frac{M_f}{W} \text{ [daN/mm}^2\text{]}$$

$$G_f = \frac{4773,629}{298,667} = 15,983 \text{ daN/mm}^2$$

$$G_f = 1598,3 \text{ daN/cm}^2$$

• A la flexion (section II)

$$M_f = \frac{F_i}{2.B} \left(1 - \frac{d_e^2}{3I} \right) \quad [\text{daN.mm}]$$

$$M_f = \frac{1964,924}{16} \left(49 - \frac{41^2}{3,49} \right) = 4613,227 \text{ daN mm}$$

$$W = 298,667 \text{ mm}^3$$

La contrainte de flexion $G_{f_{II}} = \frac{M_f}{W} \quad [\text{daN/mm}^2]$

$$G_{f_{II}} = \frac{4613,227}{298,667} = 15,446 \text{ daN/mm}^2$$

$$G_{f_{II}} = 1544,6 \text{ daN/cm}^2$$

• A La traction (section II)

La contrainte de traction $G_t = \frac{F_i}{2S} \quad [\text{daN/mm}^2]$

$$\text{avec } S = I_1.e = 28.8 = 224 \text{ mm}^2$$

$$G_t = \frac{1964,924}{2.224} = 4,386 \text{ daN/mm}^2$$

$$G_t = 438,6 \text{ daN/cm}^2$$

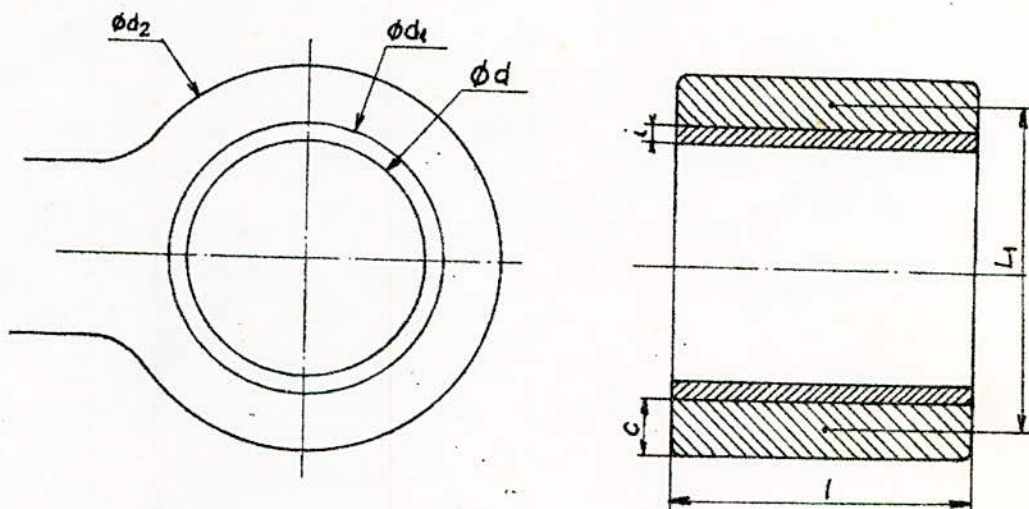
La contrainte totale pour la section II : $G = G_t + G_{f_{II}} \quad [\text{daN/cm}^2]$

$$G = 1544,6 + 438,6 = 1983,2 \text{ daN/cm}^2$$

$$G = 1983,2 \text{ daN/cm}^2$$

IV.2.2 - Tête de la bielle

IV.2.2.1 - Dimensionnement - (Fig.19)



- fig.19 -

• Diamètre et largeur du maneton : d et l_1

La condition de graissage $\mu = \frac{F_B \max}{d l_1} < 2 \text{ daN/mm}^2$

soit $\mu = 1,5$ on aura : $\frac{F_B}{d l_1} = 1,5$

généralement $\frac{l_1}{d} = 0,85 \div 1,5$

soit $\frac{l_1}{d} = 0,85$

d'où :

$$d = \sqrt{\frac{F_B}{0,85 \cdot 1,5}} = \sqrt{\frac{4914}{0,85 \cdot 1,5}} = 62 \text{ mm}$$

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

• largeur du maneton : $l_1 = 0,85 \cdot 62 = 53 \text{ mm}$

• largeur de la tête de la bielle : $l = l_1 - 2 = 53 - 2 = 51 \text{ mm}$

• épaisseur du coussinet : $i = 4 \text{ mm}$

• épaisseur du chapeau : $c = 20 \text{ mm}$

• diamètre intérieur : $d_1 = d + 2i = 62 + 2 \cdot 4 = 70 \text{ mm}$

• diamètre extérieur : $d_2 = d_1 + 2c = 70 + 2 \cdot 20 = 110 \text{ mm}$

• Autre dimension : $L_1 = d_1 + \frac{2c}{2} = 70 + \frac{2 \cdot 20}{2} = 90 \text{ mm}$

IV.2.2.2. Calcul de contrainte à la flexion

$$M_f = \frac{F_B}{2} \left(\frac{L}{2} - \frac{d_1}{4} \right) = \frac{4914}{2} \left(\frac{90}{2} - \frac{70}{4} \right) = 67567,5 \text{ daN.mm}$$

$$W = \frac{1}{6} l c^2 = \frac{1}{6} \cdot 51 \cdot 20^2 = 3400 \text{ mm}^3$$

$$\text{La contrainte de flexion } G_f = \frac{M_f}{W} = \frac{67567,5}{3400} = 19,872 \text{ daN/mm}^2$$

$$G_f = 1987,2 \text{ daN/cm}^2$$

IV.2.2.3. Fixation du chapeau

La fixation du chapeau se fait par 2 vis M14 x 1,75

donc $d_3 = d - 1,22 \text{ pas} = 14 - 1,22 \cdot 1,75 \approx 12 \text{ mm}$

La contrainte résultante maximale G_{\max} due aux sollicitations composées est :

$$G_{\max} = 0,35 G_f + 0,65 \sqrt{G_f^2 + 4\tau^2} \quad [\text{daN/cm}^2]$$

Le couple de serrage C_s produit une contrainte de torsion τ_t
on a :

$$C_s = 0,5 \frac{F_B}{2} \cdot d_1 = 0,5 \cdot 4914 \cdot 1,2 = 589,68 \text{ daN} \cdot \text{cm}$$

$$\tau_t = \frac{16 C_s}{\pi d_1^3} = \frac{16 \cdot 589,68}{\pi \cdot 1,2^3} = 1737,972 \text{ daN/cm}^2$$

l'effort de traction F_B crée une contrainte de traction σ_t

$$\sigma_t = \frac{4 F_B}{2 \pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 4914}{2 \pi \cdot 1,2^2} = 2172,465 \text{ daN/cm}^2$$

$$\text{donc : } \sigma_{\max} = 0,35 \cdot 2172,465 + 0,65 \sqrt{(2172,465)^2 + 4(1737,972)^2}$$

$$\sigma_{\max} = 3424,712 \text{ daN/cm}^2$$

• Nombre de filets : z

$$\text{La pression admissible } p_{adm} = \frac{4 \cdot F_B}{2 \pi (d^2 - d_1^2) \cdot z} \leq 400 \text{ daN/cm}^2$$

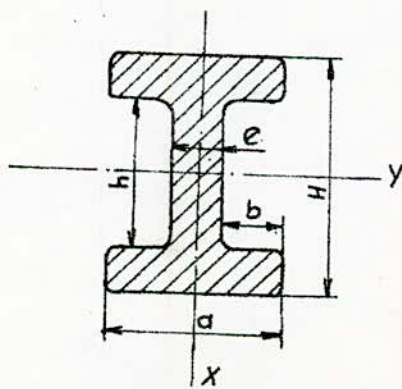
$$\text{donc } z = \frac{4 F_B}{2 \pi (d^2 - d_1^2) 400} = \frac{4 \cdot 4914}{2 \cdot \pi (1,4^2 - 1,2^2) \cdot 400} \approx 15 \text{ filets}$$

la longueur correspondante : l

$$l = z \cdot \text{pas} = 15 \cdot 1,75 = 26,25 \text{ mm}$$

IV.2.3 - Corps de la bielle - (Fig.20)

La section du corps est en I, les dimensions sont choisies de façon que $I_y = 4 I_x$



- Fig.20 -

généralement : $H = 0,38 D$

$$a = 0,27 D$$

$$e = 0,2 H$$

$$\text{donc : } H = 0,38 \cdot 91 = 34,58 \approx 35 \text{ mm}$$

$$a = 0,27 \cdot 91 = 24,57 \approx 25 \text{ mm}$$

$$e = 0,2 \cdot 35 = 7 \text{ mm}$$

$$h = H - 2e = 35 - 2 \cdot 7 = 21 \text{ mm}$$

$$b = \frac{a - e}{2} = \frac{25 - 7}{2} = 9 \text{ mm}$$

Les moments d'inertie I_x et I_y

$$I_x = \frac{H \cdot a^3}{12} - \frac{(H-2e)(a^3 - e^3)}{12} \quad [\text{mm}^4]$$

$$I_x = \frac{35 \cdot 25^3}{12} - \frac{(35-14)(25^3 - 7^3)}{12} = 18829,4 \text{ mm}^4$$

$$\text{et } I_y = \frac{a H^3}{12} - \frac{(a-e)(H-2e)^3}{12} \quad [\text{mm}^4]$$

$$I_y = \frac{25 \cdot 35^3}{12} - \frac{(25-7)(35-14)^3}{12} = 75431,4 \text{ mm}^4$$

$$\text{le rapport } \frac{I_y}{I_x} = \frac{75431,4}{18829,4} = 4$$

IV.2.3.1. Calcul des contraintes

a. Au Flambage

La vérification au flambage se fait par 2 méthodes :

- Méthode d'Euler

La vérification selon la méthode de d'Euler est donnée par :

$$\frac{\pi^2 I_y \cdot E}{m L^2} = F > F_{A_{\max}} \quad [\text{daN}]$$

où :

m : coefficient de sécurité qui dépend de la vitesse moyenne du piston.

soit $m = 7$ pour $v_{mp} = 13,537 \text{ m/s}$

E : module d'élasticité ($E = 2100000 \text{ daN/cm}^2$ pour Acier-chrome-molybdène)

L : longueur de la bielle

donc

$$F = \frac{\pi^2 \cdot 75431 \cdot 2100000}{7 \cdot 18,5^2} = 65257 \text{ daN}$$

$$\text{le coefficient de sécurité } f = \frac{F}{F_A} = \frac{65257}{7334} = 8,898$$

il faut que $f > 4$; donc c'est bien vérifié

- Méthode de Tetmayer

Tetmayer a proposé la relation

$$F_k = S (c - q \cdot i) \quad [\text{daN}]$$

où : c : coefficient de résistance qui dépend du matériau

i : degré de souplesse défini par : $i = \frac{L}{\sqrt{\frac{I_y}{S}}}$

S : section minimale du corps de la bielle

q : coefficient de comportement du matériau au flambage

on a : $q = 23$ et $c = 4700$ pour Acier-chrome-molybdène

$$S = 2 \cdot a \cdot e + h \cdot e = 2 \cdot 25 \cdot 7 + 21 \cdot 7 = 497 \text{ mm}^2 = 4,97 \text{ cm}^2$$

$$i = 18,5 \sqrt{\frac{7,5431}{4,97}} = 15,017$$

$$F_k = 4,97 (4700 - 23 \cdot 15,017) = 21642,406 \text{ daN}$$

le coefficient de sécurité $f = \frac{F_k}{F_A} \geq 2,5$

$$f = \frac{21642,406}{7334} = 2,95 \text{ c'est bien vérifié}$$

b - A la flexion

$$\text{d'après Bach : } \sigma_f = \frac{1}{18} \left(\frac{N}{100} \right)^2 R \frac{L^2 \cdot S}{W} \quad [\text{daN/cm}^2]$$

$$W = \frac{I_y}{a/2} : \text{module d'inertie ; } W = \frac{7,5431}{2,5/2} = 6,034 \text{ cm}^3$$

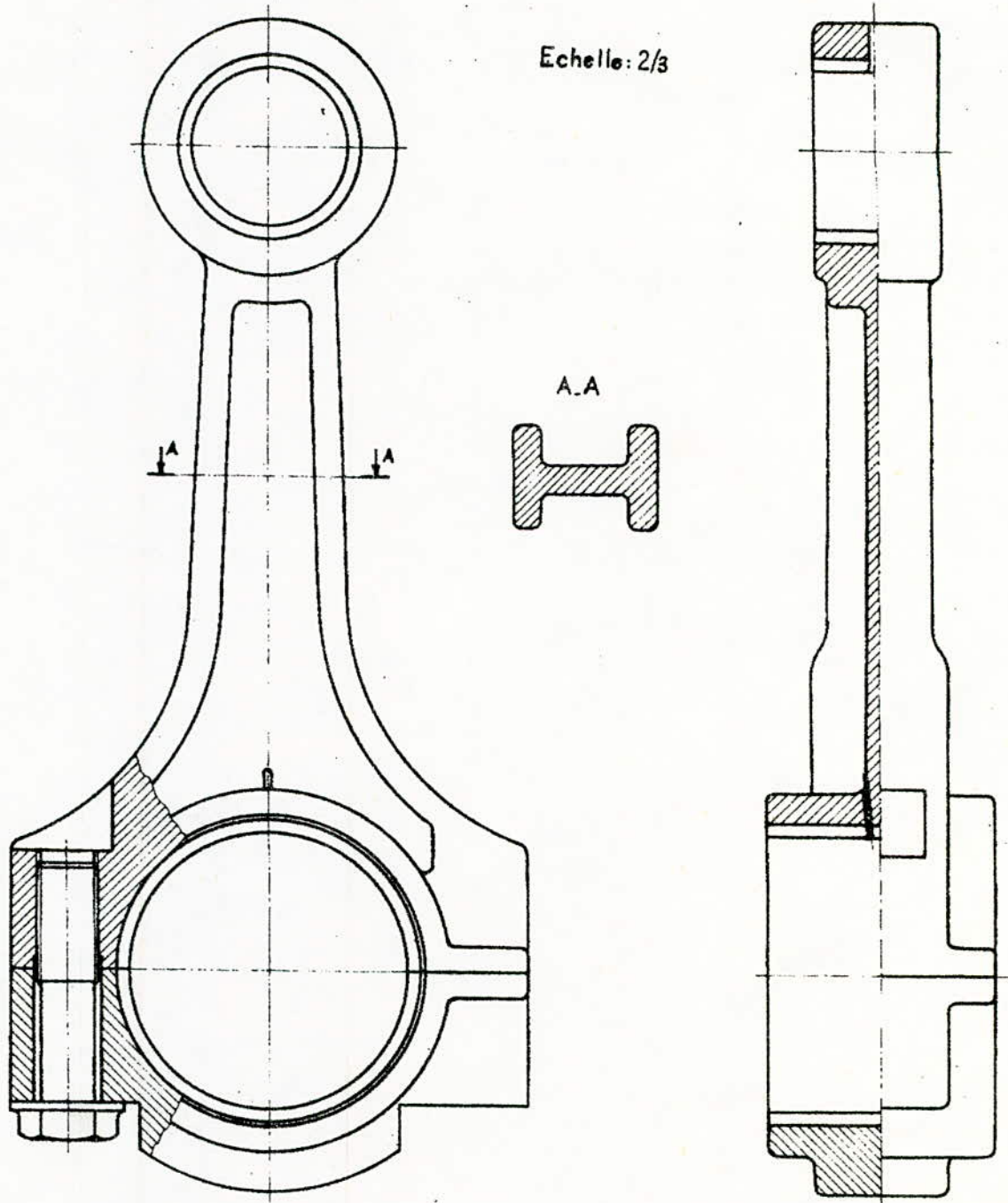
et $L : [\text{cm}]$, $S : [\text{cm}^2]$, $R : [\text{m}]$; $N : [\text{tr/mn}]$

$$\sigma_f = \frac{1}{18} \left(\frac{4400}{100} \right)^2 \cdot 0,04615 \frac{(18,5)^2 \cdot 4,97}{6,034} = 1399,17 \text{ daN/cm}^2$$

c - A la traction

$$\sigma_t = \frac{F_i}{S} = \frac{1964,924}{4,97} = 395,357 \text{ daN/cm}^2$$

la contrainte totale (flexion + traction) sera : σ_t



-fig. 21- LA BIELLE

$$G_1 = G_f + G_t = 1399,17 + 395,357 = 1794,527 \text{ daN/cm}^2$$

$$G_1 = 1794,527 \text{ daN/cm}^2$$

d- A la compression

$$G_c = \frac{FA}{S} = \frac{7334}{4,97} = 1475,654 \text{ daN/cm}^2$$

la contrainte totale (compression + flexion) est : G_2

$$G_2 = G_f + G_c = 1399,17 + 1475,654 = 2874,824 \text{ daN/cm}^2$$

$$G_2 = 2874,824 \text{ daN/cm}^2$$

IV.3 - Vilebrequin

Le vilebrequin transmet sous la forme d'un couple, le travail produit par l'effort des gaz et le déplacement des pistons. Il est constitué de coudes (manivelles) en nombre égal au nombre de cylindres. Chaque coude se compose de deux bras reliés par un maneton autour duquel tourne la tête de la bielle ; deux coudes consécutifs reliés par un tourillon, l'ensemble des manetons et des tourillons forme la ligne d'arbre.

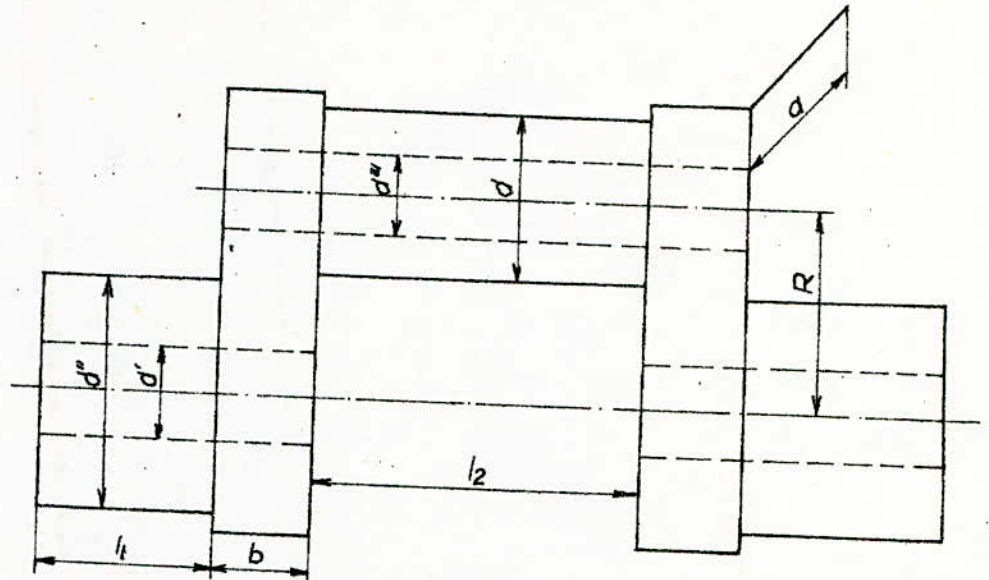
Une extrémité du vilebrequin sert à la fixation du volant et transmet la puissance utile, l'autre extrémité sert de prise de puissance pour l'entraînement de la commande des soupapes et des accéssoires.

Le vilebrequin est soumis :

- à l'effort provoqué au P.M.H. par la pression maximale de combustion.
- Au maximum d'efforts tangentiels.

Note : l'ordre d'allumage pour un moteur à 5 cylindres est : 1-2-4-5-3

IV.3.1. Dimensionnement du vilebrequin - (fig.22)



- fig.22-

$$\sigma = 84 \text{ mm}$$

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

$$d' = 26 \text{ mm}$$

$$d'' = 68 \text{ mm}$$

$$d'' = 20 \text{ mm}$$

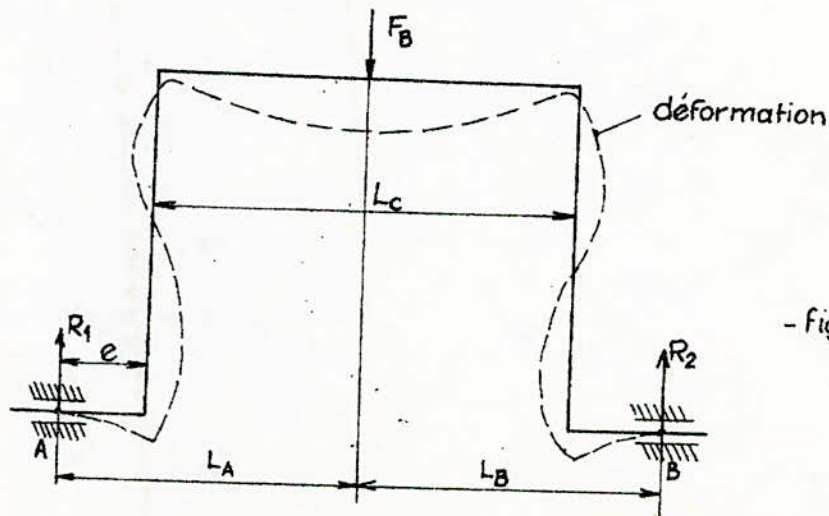
$$b = 18 \text{ mm}$$

$$l_2 = 53 \text{ mm}$$

$$l_t = 36 \text{ mm}$$

IV.3.2. Calcul des contraintes

IV.3.2.1. L'effort provoqué au P.M.H. - (fig.23)



- fig.23-

$$L_A = L_B = \frac{l_1}{2} + b + \frac{l_2}{2} = \frac{36}{2} + 18 + \frac{53}{2} = 62,5 \text{ mm}$$

$$e = \frac{l_1}{2} + \frac{b}{2} = \frac{36}{2} + \frac{18}{2} = 27 \text{ mm}$$

$$L_c = 2L_A - 2e = 2 \cdot 62,5 - 2 \cdot 27 = 71 \text{ mm}$$

. Calcul des réactions : $R_1 = R_2 = \frac{F_A}{2} = \frac{4914}{2} = 2457 \text{ daN}$

IV.3.2.1.1. Maneton

. A la flexion

$$M_f = R_1 \cdot L_A = 2457 \cdot 62,5 = 153562,5 \text{ daN} \cdot \text{mm}$$

$$W = \frac{\pi}{32} \left(\frac{d^4 - d^{*4}}{d} \right) = \frac{\pi}{32} \left(\frac{62^4 - 20^4}{62} \right) = 23144,442 \text{ mm}^3$$

la contrainte de flexion $G_f = \frac{M_f}{W} = \frac{153562,5}{23144,442} = 6,6 \text{ daN/mm}^2$

$$G_f = 660 \text{ daN/cm}^2$$

IV.3.2.1.2. Bras

Les bras subissent une flexion et une compression

. Flexion

$$M_f = R_1 \cdot e = 2457 \cdot 27 = 66339 \text{ daN} \cdot \text{mm}$$

$$W = \frac{ab^2}{6} = \frac{84 \cdot 18^2}{6} = 4536 \text{ mm}^3$$

$$G_f = \frac{M_f}{W} = \frac{66339}{4536} = 14,625 \text{ daN/mm}^2$$

$$G_f = 1462,5 \text{ daN/cm}^2$$

. Compression

$$G_c = \frac{R_1}{S}$$

avec $S = a \cdot b = 18 \cdot 84 = 1512 \text{ mm}^2$

$$G_c = \frac{2457}{1512} = 1,625 \text{ daN/mm}^2$$

$$G_c = 162,5 \text{ daN/cm}^2$$

la fibre la plus chargée est soumise à $G = G_f + G_c$

$$G = 1462,5 + 162,5 = 1625 \text{ daN/cm}^2$$

$$G = 1625 \text{ daN/cm}^2$$

IV.3.2.1.3. Tourillon

Les tourillons subissent une flexion, et un cisaillement

• Flexion

$$M_f = 66339 \text{ daN} \cdot \text{mm} \text{ (déjà calculé)}$$

$$W = \frac{\pi}{32} \left(\frac{d''^4 - d'^4}{d''} \right) = \frac{\pi}{32} \left(\frac{68^4 - 26^4}{68} \right) = 30209,532 \text{ mm}^3$$

la contrainte de la flexion $\sigma_f = \frac{M_f}{W}$ [daN/mm²]

$$\sigma_f = \frac{66339}{30209,532} = 2,196 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_f = 219,6 \text{ daN/cm}^2$$

• Cisaillement

la contrainte au cisaillement $\tau = \frac{R_t}{S}$

$$\text{avec } S = \frac{\pi}{4} (d''^2 - d'^2) = \frac{\pi}{4} (68^2 - 26^2) = 3100,752 \text{ mm}^2$$

donc

$$\tau = \frac{2457}{3100,752} = 0,792 \text{ daN/mm}^2$$

$$\tau = 79,2 \text{ daN/cm}^2$$

la contrainte maximale $\sigma = \sqrt{\sigma_f^2 + \tau^2}$ [daN/cm²]

$$\sigma = \sqrt{219,6^2 + 79,2^2} = 233,4 \text{ daN/cm}^2$$

$$\sigma = 233,4 \text{ daN/cm}^2$$

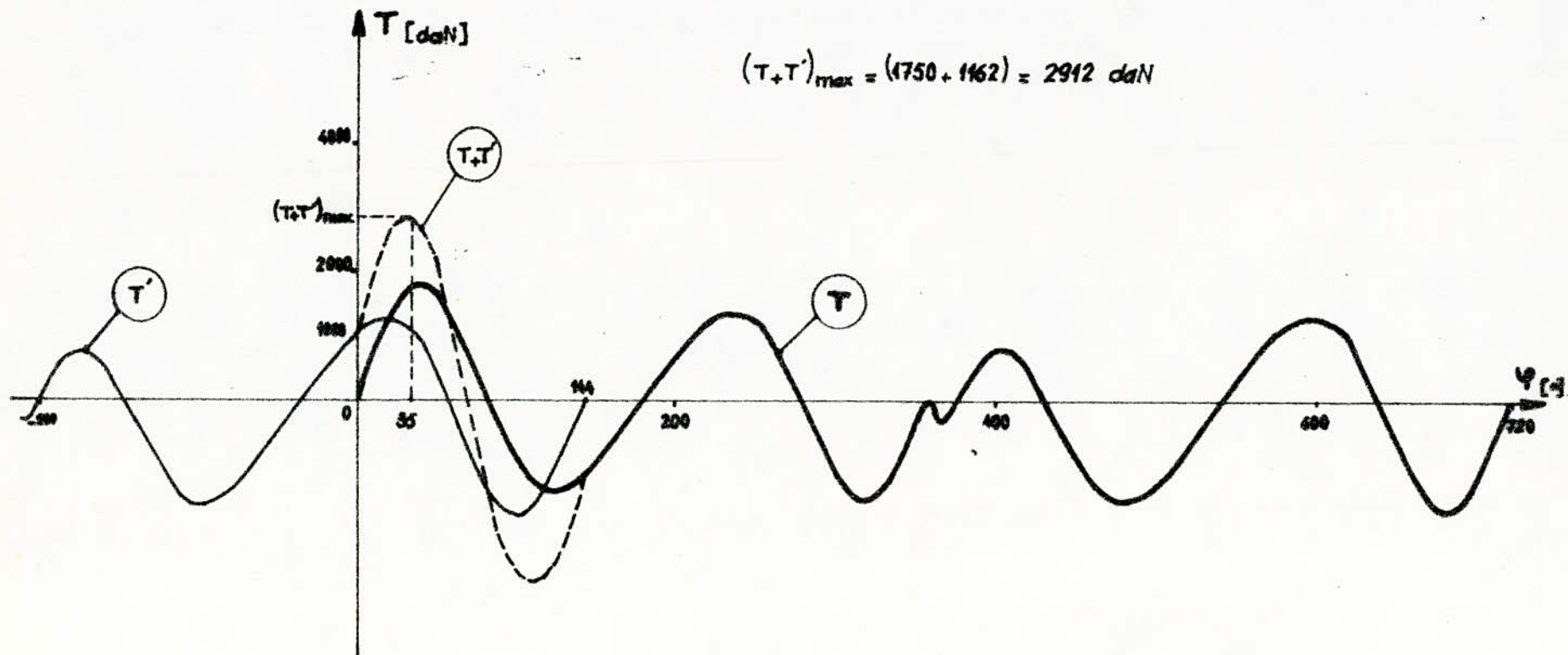
• Vérification de graissage

$$M = \frac{R_t}{d'' l_t} \leq 1 \text{ daN/mm}^2$$

$$M = \frac{2457}{68 \cdot 36} = 1 \text{ Ce qui vérifie bien la condition limite}$$

IV.3.2.2. L'effort tangentiel maximal - (Fig. 25)

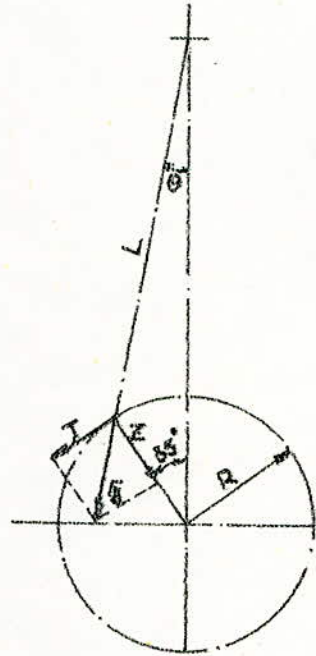
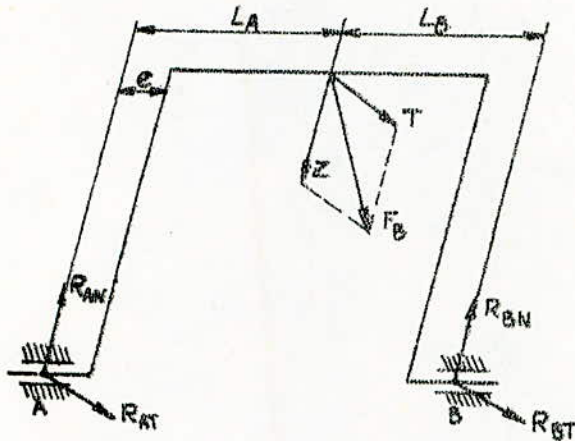
On trouve d'après le tracé du diagramme $T = f(\varphi)$ pour 2 cylindres successifs (voir les courbes) que $(T+T')_{\max}$ correspondent à $\varphi = 35^\circ$ - (Fig. 24)



-fig.24- Diagramme T et $T' = f(\psi)$

$T \approx 1750 \text{ daN}$ correspond à $z = 1900 \text{ daN}$

$T' \approx 1162 \text{ daN}$



- Fig.25 -

Les efforts moteurs font subir à la manivelle :

- Des déformations dues à la flexion
- Des déformations dues à la torsion

. Calcul des réactions

$$R_{AN} = R_{BN} = \frac{Z}{2} = \frac{1900}{2} = 950 \text{ daN}$$

$$R_{AT} = R_{BT} = \frac{T}{2} = \frac{1750}{2} = 875 \text{ daN}$$

IV.3.2.2.1. Maneton

Les efforts Z et T font subir au maneton une flexion et l'effort T en plus, lui fait subir une torsion, en négligeant l'effort tangentiel dû aux autres cylindres

Moment fléchissant dû à Z : M_{F_1}

$$M_{F_1} = R_{AN} \cdot L_B = 950 \cdot 62,5 = 59375 \text{ daN} \cdot \text{mm}$$

Moment fléchissant dû à T : M_{F_2}

$$M_{F_2} = R_{AT} \cdot L_B = 875 \cdot 62,5 = 54687,5 \text{ daN} \cdot \text{mm}$$

Le moment fléchissant résultant : M_F

$$M_F = \sqrt{M_{F_1}^2 + M_{F_2}^2} = \sqrt{54687,5^2 + 59375^2} = 80722,446 \text{ daN} \cdot \text{mm}$$

Le module d'inertie W

$$W = \frac{\pi}{32} \left(\frac{d^4 - d'^4}{d} \right) = 23144,442 \text{ mm}^3$$

La contrainte de la flexion $\sigma_F = \frac{M_F}{W}$ [daN/mm²]

$$\sigma_F = \frac{80722,446}{23144,442} = 3,488 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_F = 348,8 \text{ daN/cm}^2$$

Moment de torsion M_t

$$M_t = R_{AT} \cdot R = 875 \cdot 46,15 = 40381,25 \text{ daN} \cdot \text{mm}$$

La contrainte correspondante $\tau_t = \frac{M_t}{W}$ [daN/mm²]

$$\text{avec } W = \frac{\pi}{16} \left(\frac{d^4 - d'^4}{d} \right) = 46288,884 \text{ mm}^3$$

$$\tau_t = \frac{40381,25}{46288,884} = 0,872 \text{ daN/mm}^2$$

$$\tau_t = 87,2 \text{ daN/cm}^2$$

La contrainte totale $G = 0,35 \sigma_F + 0,65 \sqrt{G_F^2 + 4 \tau_t^2}$

$$G = 0,35 \cdot 348,8 + 0,65 \sqrt{348,8^2 + 4 \cdot 87,2^2} = 375,6 \text{ daN/cm}^2$$

$$G = 375,6 \text{ daN/cm}^2$$

IV.3.2.2.2. Bras

Le bras subit :

- Une flexion dans le plan de rotation (dû à l'effort tangentiel), du moment fléchissant $M_{F_1} = (T+T)R$

$$M_{F_1} = (1750 + 1162) 46,15 = 134388,8 \text{ daN} \cdot \text{mm}$$

- Une flexion dans le plan perpendiculaire à la rotation (dû à l'effort radial), du moment fléchissant $M_{F_2} = R_{BN} \cdot e$ [daN.mm]

$$M_{F_2} = 950 \cdot 27 = 25650 \text{ daN} \cdot \text{mm}$$

Le module d'inertie pour M_{F_1} : W_1

$$W_1 = \frac{1}{6} b a^2 = \frac{1}{6} 18 \cdot 84^2 = 21168 \text{ mm}^3$$

Le module d'inertie pour M_{F_2} : W_2

$$W_2 = \frac{1}{6} a b^2 = \frac{1}{6} 84 \cdot 18^2 = 4536 \text{ mm}^3$$

Les contraintes correspondant à la flexion :

$$\sigma_{F_1} = \frac{M_{F_1}}{W_1} = \frac{134288,8}{21168} = 6,349 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_{F_2} = \frac{M_{F_2}}{W_2} = \frac{25650}{4536} = 5,655 \text{ daN/mm}^2$$

- Une torsion due à la force F_B , du moment de torsion M_t .

$$M_t = R_{BT} \cdot e + 2T'(L_A \dots e) \quad [\text{daN} \cdot \text{mm}]$$

$$M_t = 875 \cdot 27 + 2 \cdot 1162 (62,5 \dots 27) = 106127 \text{ daN} \cdot \text{mm}$$

La contrainte de torsion dans le plan de rotation : τ_{t_1}

$$\tau_{t_1} = \frac{q}{2} \frac{M_t}{a b^2} = 4,5 \cdot \frac{106127}{84 \cdot 18^2} = 17,547 \text{ daN/mm}^2$$

La contrainte de torsion dans le plan perpendiculaire à la rotation : τ_{t_2}

$$\tau_{t_2} = \frac{q}{2} \frac{M_t}{b a^2} = 4,5 \cdot \frac{106127}{18 \cdot 84^2} = 3,76 \text{ daN/mm}^2$$

Les contraintes totales sont :

- Dans le plan de rotation : G_1

$$G_1 = 0,35 \sigma_{F_1} + 0,65 \sqrt{\sigma_{F_1}^2 + 4 \tau_{t_1}^2} \quad [\text{daN/mm}^2]$$

$$G_1 = 0,35 \cdot 6,349 + 0,65 \sqrt{6,349^2 + 4 \cdot 17,547^2} = 25,403 \text{ daN/mm}^2$$

$$G_1 = 2504,03 \text{ daN/cm}^2$$

- Dans le plan perpendiculaire à la rotation : G_2

$$\text{de même } G_2 = 0,35 \cdot 5,655 + 0,65 \sqrt{5,655^2 + 4 \cdot 3,76^2} = 8,095 \text{ daN/mm}^2$$

$$G_2 = 809,5 \text{ daN/cm}^2$$

La contrainte totale de flexion : $G_f = G_{F_1} + G_{F_2}$ [daN/mm²]

$$G_f = 6,349 + 5,655 = 12,004 \text{ daN/mm}^2 \quad G_f = 1200,4 \text{ daN/cm}^2$$

III.3.2.2.3. Tourillon

Le tourillon subit :

- Une flexion due à Z : M_{F1}

$$M_{F1} = R_{M1} \cdot e = 950.27 = 25650 \text{ daN} \cdot \text{mm}$$

- Une flexion due à T : M_{F2}

$$M_{F2} = R_{AT} \cdot e = 875.27 = 23625 \text{ daN} \cdot \text{mm}$$

Le module d'inertie $W = 30209,532 \text{ mm}^3$ (déjà calculé)

Les contraintes de flexion sont :

$$\sigma_{F1} = \frac{M_{F1}}{W} = \frac{25650}{30209,532} = 0,849 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_{F2} = \frac{M_{F2}}{W} = \frac{23625}{30209,532} = 0,782 \text{ daN/mm}^2$$

La contrainte de flexion totale : σ_f

$$\sigma_f = \sqrt{\sigma_{F1}^2 + \sigma_{F2}^2} = \sqrt{0,849^2 + 0,782^2} = 1,154 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_f = 115,4 \text{ daN/cm}^2$$

- Une torsion due au couple moteur : M_t

$$M_t = (T + T') R = 134388,8 \text{ daN} \cdot \text{mm}$$

$$\text{et } W = \frac{\pi}{46} \left(\frac{d^{14} - d_0^{14}}{d^2} \right) = \frac{\pi}{46} \left(\frac{68^4 - 26^4}{68} \right) = 60499,064 \text{ mm}^3$$

La contrainte de torsion : τ_t

$$\tau_t = \frac{M_t}{W} = \frac{134388,8}{60499,064} = 2,224 \text{ daN/mm}^2$$

$$\tau_t = 222,4 \text{ daN/cm}^2$$

La contrainte totale : σ

$$\sigma = 0,35 \sigma_f + 0,65 \sqrt{\sigma_f^2 + 4\tau_t^2} \quad [\text{daN/cm}^2]$$

$$\sigma = 0,35 \cdot 115,4 + 0,65 \sqrt{115,4^2 + 4 \cdot 222,4^2} = 339, \text{ daN/cm}^2$$

$$\sigma = 339 \text{ daN/cm}^2$$

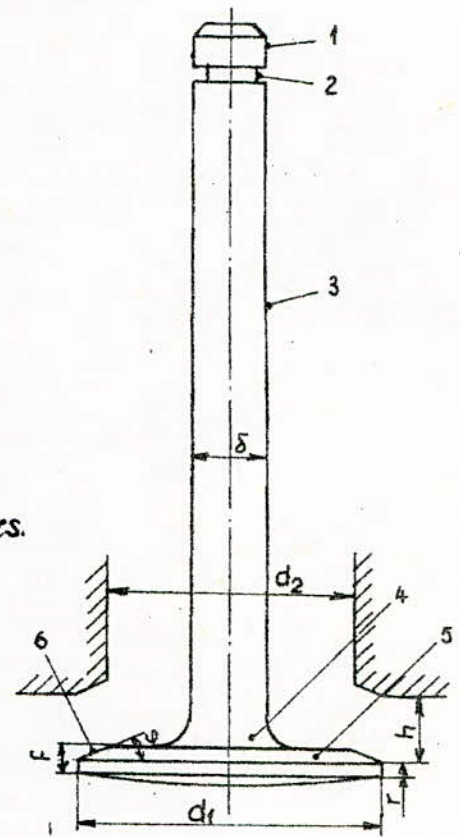
IV.4- Les soupapes

Les éléments d'une soupape sont: (fig.26)

- 1- La queue
- 2- Rainure de clavetage
- 3- Tige
- 4- Colletette
- 5- Tête
- 6- Portée

La colletette et la tête doivent satisfaire à un compromis entre la résistance aux contraintes dynamiques et thermiques.

La soupape d'échappement est soumise à des conditions thermiques très difficiles pendant la phase d'échappement des gaz brûlés, les soupapes d'échappement sont élaborées dans des aciers austénitiques au Ni-Cr-W, trempés dans l'huile à 1100°C.



-fig.26-

Tandis que les soupapes d'admission sont élaborées dans des aciers martensitiques au Cr-Si-Mo de nuance 240 CSD 10 de contrainte admissible : $\sigma_{adm} \leq 400 \text{ daN/cm}^2$

L'angle de portée égal à 120° et la queue est durcie par traitement haute fréquence, pour moteur Diesel les soupapes situées dans la culasse (soupape en tête) à cause de forte pression.

IV.4.1- Dimensionnement des soupapes

IV.4.1.1- Soupape d'admission

. L'angle $\varphi = 30^\circ$

. Diamètre de tête : d_1

généralement $d_c = (0,4 \div 0,55) D$

soit $d_c = 0,44 \cdot 90 \approx 40 \text{ mm}$

• Diamètre intérieur de la tête : d_2

$d_2 = 0,84 d_c = 0,84 \cdot 40 = 33,6 \text{ mm}$

• Déplacement de soupape : h

$h = (0,42 \div 0,26) d_c$

soit $h = 0,225 \cdot 40 = 9 \text{ mm}$

• Diamètre de tige : δ

$\delta = (0,2 \div 0,3) d_c$

soit $\delta = 0,25 \cdot 40 = 10 \text{ mm}$

• Largeur de tête : f

$f = (0,4 \div 0,12) d_c$

soit $f = 0,4 \cdot 40 = 4 \text{ mm}$

• Longueur de portée : e

$e = 2,5 \div 5 \text{ mm}$

soit $e = 4 \text{ mm}$

• Rayon de raccordement : r_w

$r_w = (0,25 \div 0,30) d_c$

$r_w = 0,25 \cdot 40 = 10 \text{ mm}$

• hauteur de la partie cylindrique de la tête : r

$r = f - e \sin \psi = 4 - 4 \sin 30 = 2 \text{ mm}$

• Section de passage entre la tête et le siège : S

$$S = \pi (d_2 + e \cos \psi) \sqrt{h^2 + e^2 - 2 h e \sin \psi} \quad [\text{mm}^2]$$

$$S = \pi (33,6 + 4 \cos 30) \sqrt{9^2 + 4^2 - 2 \cdot 9 \cdot 4 \sin 30} = 909,428 \text{ mm}^2$$

• Vérification de la tête de soupape à la pression de combustion P_{cr}

$$\sigma = \frac{P_{cr} d_2}{4f} = \frac{128,657 \cdot 33,6}{4 \cdot 4} = 270,133 \text{ daN/cm}^2$$

donc $\sigma < \sigma_{adm}$

IV.4.1.2_ Soupape d'échappement

Le remplissage est plus difficile que l'échappement puisqu'il se fait sous l'influence des différences de pressions relativement faibles, et les soupapes d'échappement s'échauffent beaucoup plus, et ont donc davantage tendance à se déformer. Il faut utiliser des aciers spéciaux particulièrement résistants, donc le diamètre de la tête de soupape d'échappement est plus petit que celui de la soupape d'admission.

Soit: le diamètre de la tête: $d_1 = 36 \text{ mm}$

le diamètre intérieur de la siége: $d_2 = 0,84 \cdot 36 = 30 \text{ mm}$

les autres dimensions sont les mêmes que pour la soupape d'admission.

IV.5_ Choix des matériaux des organes mobiles

Il est possible pour des sollicitations variables de déterminer en fonction des contraintes réelles calculées et grâce à la méthode de Smith, les contraintes maximum théoriques pour chaque organe et ceci après avoir choisi son matériau constitutif

. Enoncé de la méthode

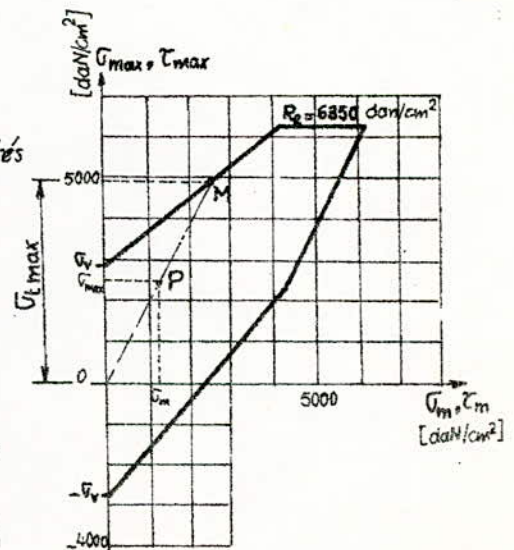
où: R_e : limite d'élasticité du métal

σ_v : limite d'endurance aux efforts répétés

σ_m, τ_m : contraintes de Flexion et cisaillement moyennes

σ_{max}, τ_{max} : contraintes de flexion et cisaillement maximum

σ_{tmax} : contrainte théorique maximale



-fig.27- Diagramme de Smith

Il faut partir tout d'abord du diagramme de Smith du métal choisi (fig 27).

On porte sur ce graphe le point p défini pour $(\sigma_{max}, \tau_{max})$. Nous menons ensuite par ce point la droite passant par l'origine. Pour obtenir le point M dont l'ordonnée est la contrainte théorique maximale: σ_{tmax}

Nous tirons alors un coefficient de sécurité f défini par:

$$f = \frac{\sigma_{tmax}}{\sigma_{max}}$$

Pour des sollicitations variables, le matériau est considéré comme suffisamment résistant si $2 \leq f \leq 3$

On accepte une valeur de f proche de 1,5, si la pièce est obtenue par forgeage (fibres du métal continues). Exemple: bielle, vilebrequin, etc...

• Cas de l'axe du piston

Cet organe est soumis à des sollicitations composées (flexion σ_f et cisaillement τ). Pour éviter de faire deux comparaisons, MOHR a proposé d'utiliser une contrainte de comparaison σ_r défini par: $\sigma_r = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau^2}$ [daN/cm²]

et l'on utilise dans le diagramme de Smith

$$\begin{aligned} &\sigma_{rmax} \text{ pour } \sigma_{max} \\ &\text{et } \sigma_{rmoxy} \text{ pour } \sigma_{moxy} \end{aligned}$$

III.5.1. Axe du piston

On a: contrainte maximum à la flexion $\sigma_f = 4596$ daN/cm²

contrainte maximum au cisaillement $\tau = 4080$ daN/cm²

La contrainte maximum de comparaison σ_{rmax}

$$\sigma_{rmax} = \sqrt{4596^2 + 3 \cdot 4080^2} = 2458,9 \text{ daN/cm}^2$$

on suppose que $\sigma_{rmin} = 0$

d'où la contrainte moyenne de comparaison σ_{rmoxy}

$$\sigma_{rmoxy} = \frac{\sigma_{rmax} + \sigma_{rmin}}{2} = \frac{2458,9 + 0}{2} = 1229,5 \text{ daN/cm}^2$$

On choisit comme matériau : Acier au chrome - molybdène de nuance 25CD4, de limite d'élasticité $R_e = 6350 \text{ daN/cm}^2$

du diagramme de Smith correspondant on trouve :

$$\sigma_{t\max} = 4900 \text{ daN/cm}^2$$

donc le coefficient de sécurité $F = \frac{4900}{2458,9} \approx 2$, valeur acceptable

IV.5.2 - La bielle

Le corps de la bielle est constitué de la partie la plus faible, soumis aux contraintes de flexion :

$$\sigma_{\max} = 2874,823 \text{ daN/cm}^2$$

$$\sigma_{\min} = -1794,527 \text{ daN/cm}^2$$

$$\text{donc : } \sigma_{\text{moy}} = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{2874,823 - 1794,527}{2} = 540,148 \text{ daN/cm}^2$$

Le matériau utilisé est l'acier au chrome - molybdène de nuance 42CD4, trempé-revenu, dont la limite élastique $R_e = 9300 \text{ daN/cm}^2$ du diagramme de smith: $\sigma_{t\max} = 4400 \text{ daN/cm}^2$

le coefficient de sécurité $F' = \frac{4400}{2874,823} = 1,53$, valeur acceptable

IV.5.3 - Le vilebrequin

On utilise le même matériau que de la bielle

$$\text{on a : } \sigma_{\max} = 2540,3 \text{ daN/cm}^2$$

$$\sigma_{\min} = -1200,4 \text{ daN/cm}^2$$

$$\sigma_{\text{moy}} = \frac{2540,3 - 1200,4}{2} = 669,95 \text{ daN/cm}^2$$

$$\text{on trouve } \sigma_{t\max} = 4600 \text{ daN/cm}^2$$

le coefficient de sécurité $F'' = \frac{4600}{2540,3} = 1,81$ (acceptable)

IV.5.4. Vis de fixation de chapeau

$$\text{on a : } \sigma_{\max} = 3424,709 \text{ daN/cm}^2$$

$$\sigma_{\min} = 4737,97 \text{ daN/cm}^2$$

$$\sigma_{\text{moy}} = \frac{3424,709 + 4737,97}{2} = 2581,34 \text{ daN/cm}^2$$

On utilise des vis de qualité: 10.9 donnant $R_e = 720 \text{ N/mm}^2 = 7200 \text{ daN/cm}^2$

du diagramme de Smith on trouve $\sigma_{l,\max} = R_e = 7200 \text{ daN/cm}^2$

le coefficient de sécurité $f'' = \frac{7200}{3424,709} = 2,1$ (acceptable)

IV.5.5 - Le piston

Le piston est en alliage léger: Al-Cu de désignation 2014 (A-U4.SG) trempé.. revenu, sa limite d'élasticité $R_e = 4400 \text{ daN/cm}^2$.

Pour ce métal, ne disposant pas le diagramme de Smith correspondant, nous devons utiliser la méthode suivante:

On a choisit pour faire le calcul comme contraintes admissibles:

$$\text{à la flexion : } \sigma_{\text{adm}} = 800 \text{ daN/cm}^2$$

$$\text{au cisaillement : } \tau_{\text{adm}} = 640 \text{ daN/cm}^2$$

• Vérification

- Flexion

$$\text{par définition } \sigma_{\text{adm}} = \frac{R_e}{f} \quad [\text{daN/cm}^2]$$

où f est le coefficient de sécurité qui varie entre 3 et 4 pour des sollicitations variables

$$\text{donc } f = \frac{R_e}{\sigma_{\text{adm}}} = \frac{4400}{800} = 5,5$$

- Cisaillement

$$\tau_{adm} = \frac{R_e''}{f'} \quad [\text{daN/cm}^2]$$

où :

R_e'' : limite d'élasticité au cisaillement qui est égal à $\frac{R_e}{\sqrt{3}}$
et $f' \equiv f$ (coefficient de sécurité)

donc

$$f' = \frac{R_e}{\sqrt{3} \tau_{adm}} = \frac{4100}{\sqrt{3} \cdot 640} \approx 3,7$$

Donc, le piston est vérifié au cisaillement et à la flexion.

IV.6 - Vérification du rendement mécanique

- Puissance perdue par le frottement

• Puissance perdue par le tourillon P_f

La puissance perdue par le tourillon est donnée par :

$$P_f = R \cdot f \cdot v_r \quad [\text{W}]$$

où : R - résultante des réactions

$$R = \sqrt{R_{BN}^2 + R_{BT}^2} = \sqrt{950^2 + 875^2} = 1291,56 \text{ daN}$$

v_r - vitesse périphérique : $v_r = \frac{\pi d n}{60} \quad [\text{m/s}]$

$$v_r = \frac{\pi \cdot 0,068 \cdot 4400}{60} = 15,666 \text{ m/s}$$

f - coefficient de frottement

$$\text{la pression de contact } p = \frac{R}{d \cdot l_c} = \frac{1291,56}{0,068 \cdot 0,036} = 527598,039 \text{ daN/m}^2$$

la viscosité absolue η est donnée en fonction de degré d'Engler E°
généralement $E^\circ = (180 \div 250) \frac{p}{\rho} \quad [\text{daN/cm}^2]$

$$\text{Soit } E^\circ = \frac{250 \cdot 52,760}{4400} \approx 3 E^\circ$$

$$\text{et } \eta = 6,5 \cdot 10^{-4} E^\circ = 6,5 \cdot 10^{-4} \cdot 3 = 0,002$$

le coefficient de frottement f est défini par :

$$f = 0,002 + \frac{7500 \cdot \eta \cdot N}{P} = 0,002 + \frac{7500 \cdot 0,002 \cdot 4400}{60 \cdot 527598,039} = 0,004$$

donc

$$P_f = 12945,59 \cdot 15,666 \cdot 0,004 = 809 \text{ Watts}$$

• Puissance perdue par les manetons P_{fm} (5 manetons)

$$P_{fm} = P_f \cdot \frac{4}{2} \cdot 5 = \frac{809 \cdot 5}{2} = 2022,5 \text{ Watts}$$

• Puissance perdue par l'axe de piston P_{fa}

$$P_{fa} = P_f \cdot \frac{4}{4} \cdot 5 = \frac{809 \cdot 5}{4} = 1011,25 \text{ W.}$$

• Puissance perdue par les segments $P_{fs} = 601,35 \text{ W}$

la puissance totale perdue par frottement ΣP_f

$$\Sigma P_f = P_{fa} + P_{fm} + P_{fa} + P_{fs}$$

$$\Sigma P_f = 1011,25 + 2022,5 + 1011,25 + 601,35 = 4646,35 \text{ W}$$

- Puissance perdue par la pompe d'injection P_{fi}

$$P_{fi} = (5 \div 6) \% \text{ de puissance de moteur}$$

$$P_{fi} = 0,06 \cdot 115,302 = 6,918 \text{ kW} = 6918 \text{ W}$$

On sait que la puissance perdue par le frottement ne représente que 70% de la puissance totale perdue (sans la puissance perdue par la pompe d'injection)

$$\text{la perte mécanique totale } P_m = \Sigma P_f / 0,7 + P_{fi} = \frac{4646,35}{0,7} + 6918 = 9909,57 \text{ W.}$$

le rendement mécanique η'_m est:

$$\eta'_m = \frac{P_i - P_m}{P_i} \cdot 100 = \frac{115,302 - 9909,57}{115,302} \cdot 100 = 83,5$$

Commentaire: Le rendement mécanique choisi pour la détermination de la puissance effective lors du calcul thermodynamique du moteur étant inférieur à la valeur trouvée par le calcul des pertes mécaniques ($\eta_m = 0,8 < \eta'_m = 0,83$), nous pouvons conclure que l'estimation faite dans le cadre de calcul thermodynamique est correcte (appréciation par défaut).

CONCLUSION

Les résultats obtenus par l'étude thermodynamique peuvent soutenir une comparaison avec les meilleures réalisations cataloguées dans la même gamme de construction

Bien que la cylindrée faisant 3000 cm^3 ne soit pas largement employée pour les auto véhicules - type voiture, il nous est aisé de voir que les performances du moteur calculé s'approchent de celles des grandes voitures (Mercedes 300 TD, Chevrolet 3200, Volvo T60 G.L.E etc...)

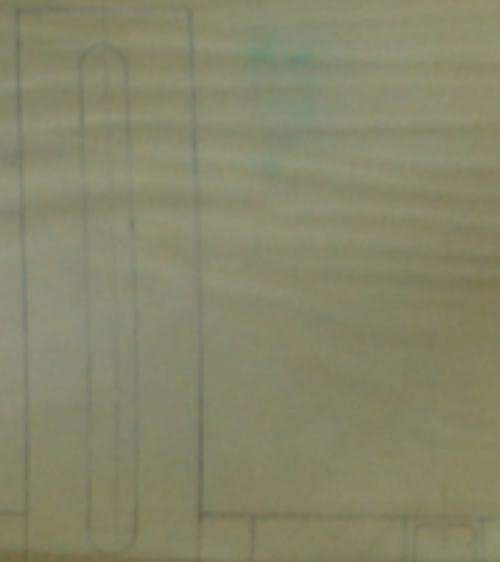
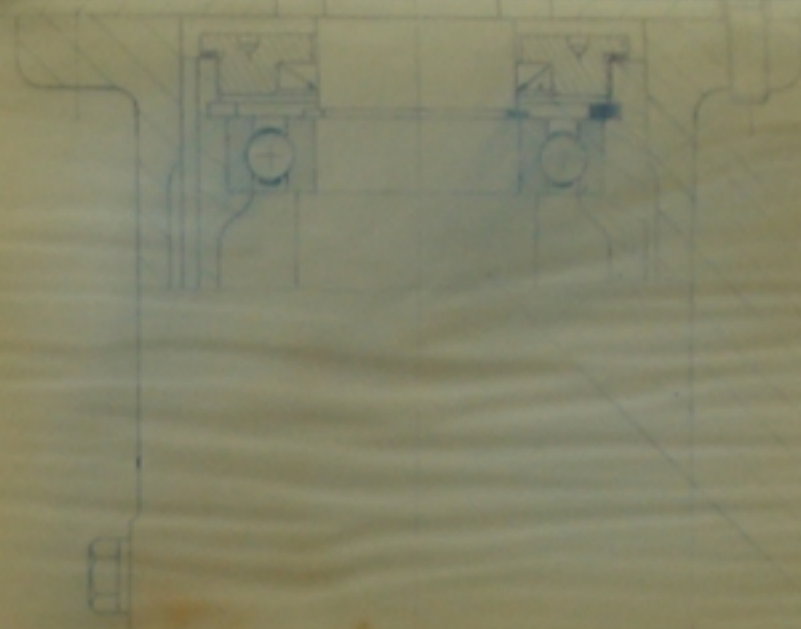
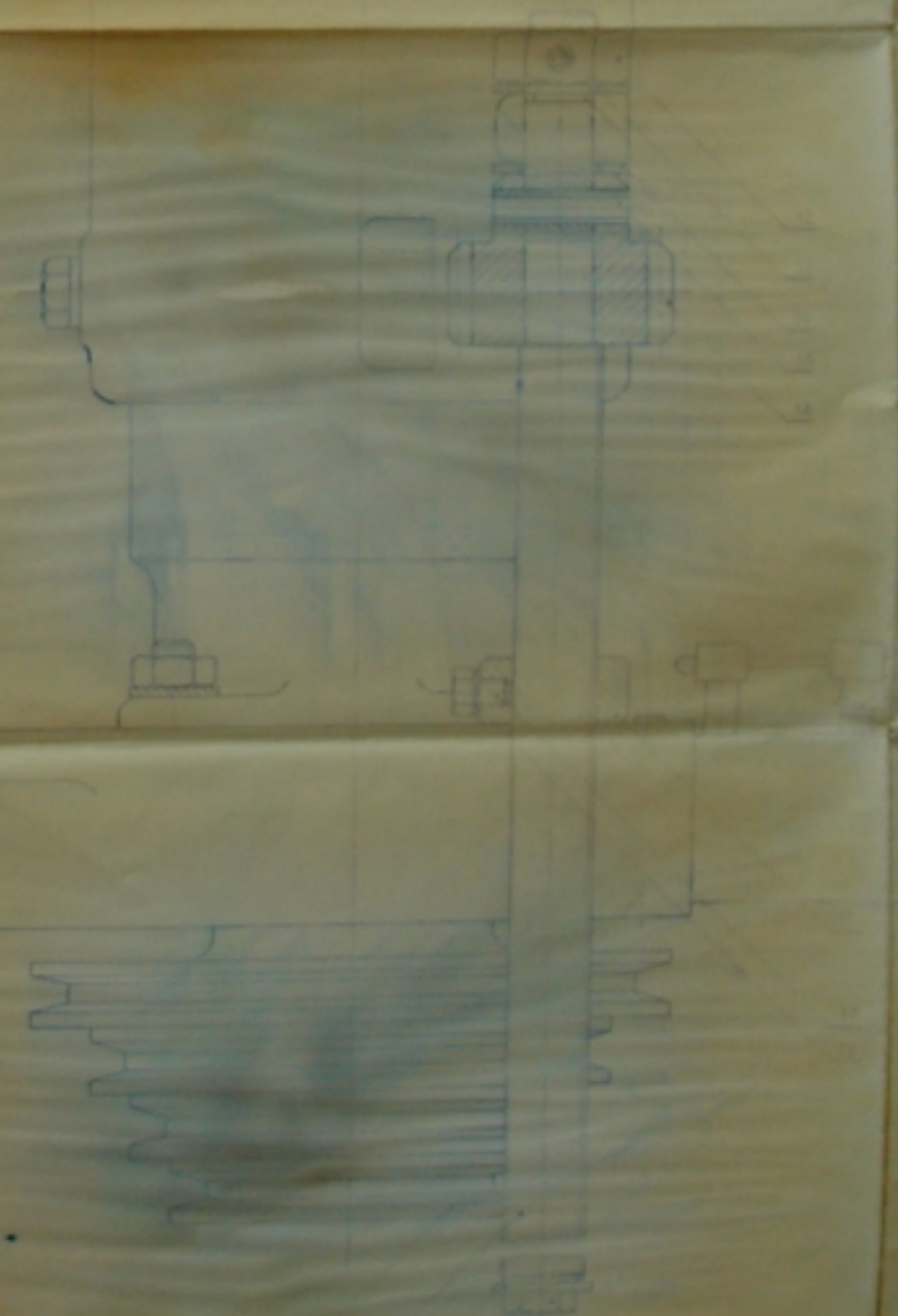
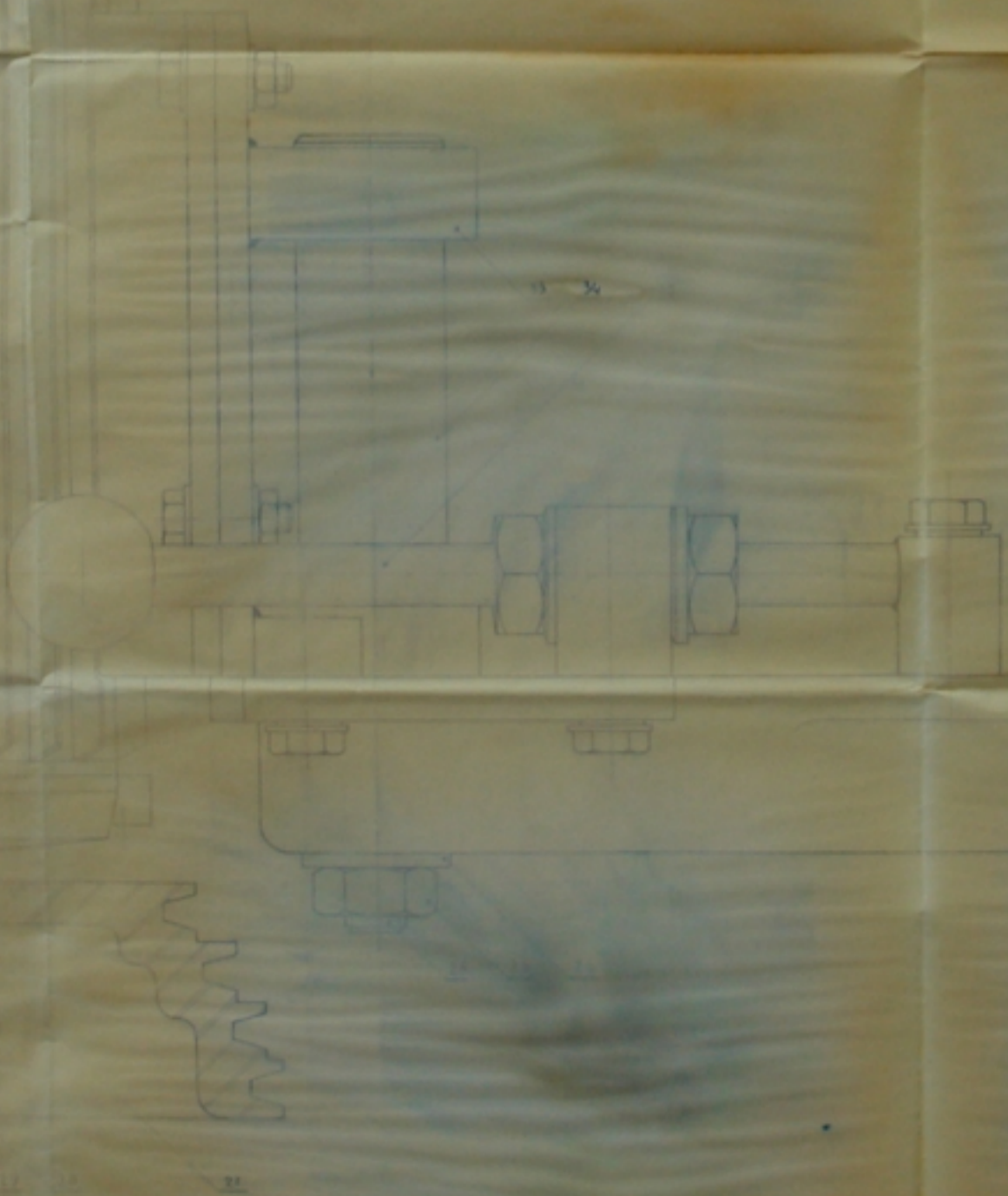
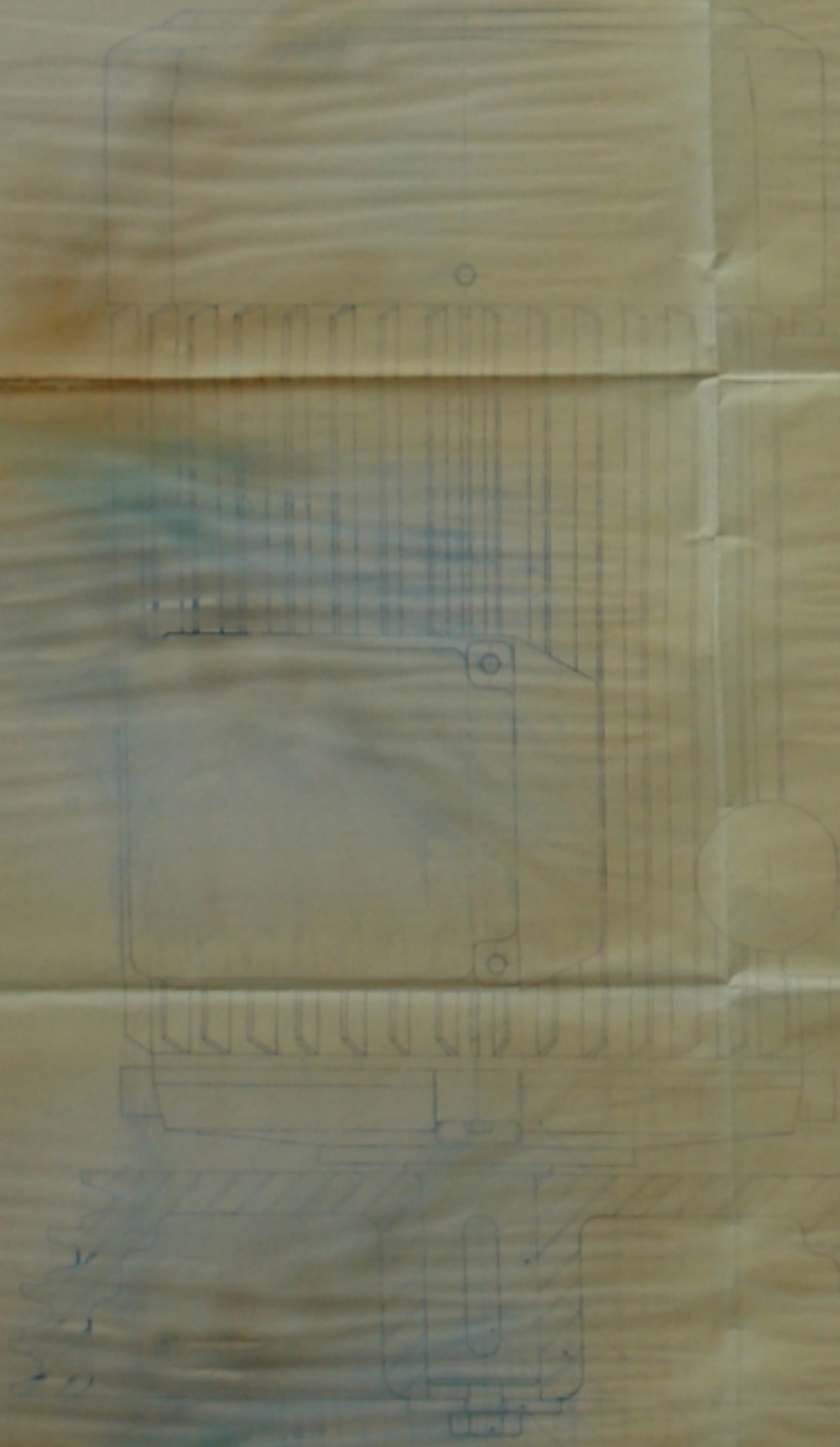
En employant des paramètres de calcul situés dans les intervalles indiqués par la littérature spécialisée, on a réussi à trouver un ensemble constructif conforme à la réalité.

L'étude thermodynamique du moteur a été complétée par quelques études constructives (l'embiellage et le vilebrequin, du point de vue de la résistance, et de la puissance consommée par frottement, appréciation détaillée du rendement mécanique du moteur, etc...)

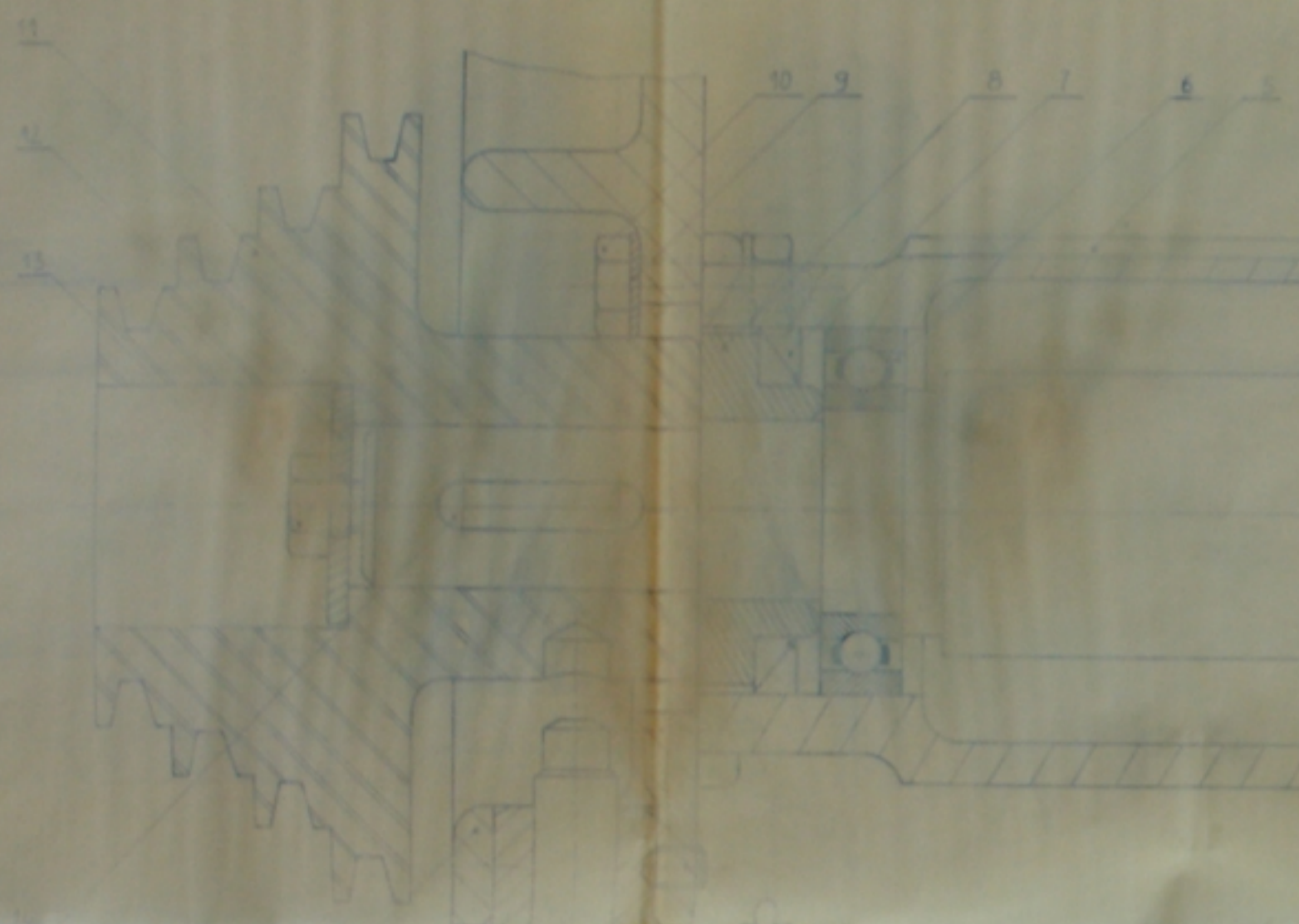
Ces études ont permis de dégager les facteurs influençant les paramètres énergétiques.

BIBLIOGRAPHIE

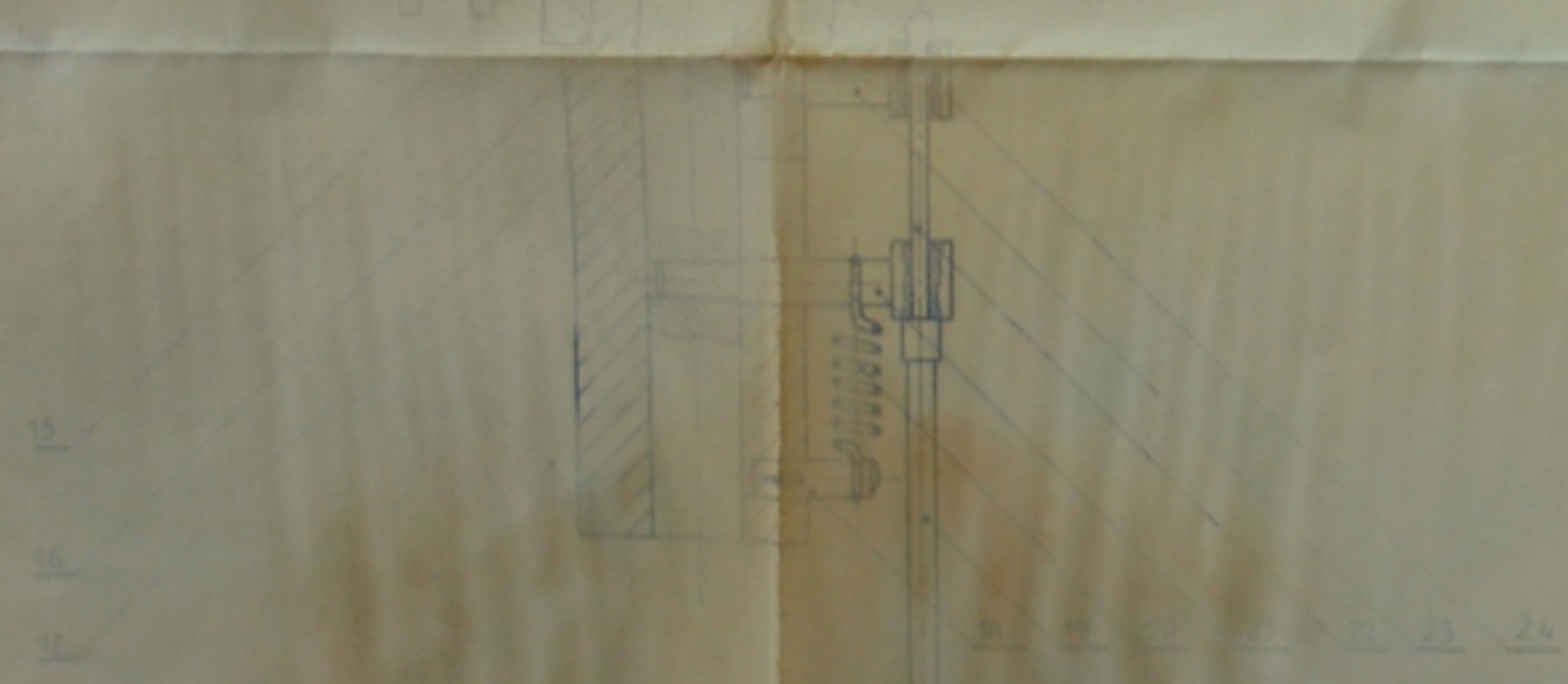
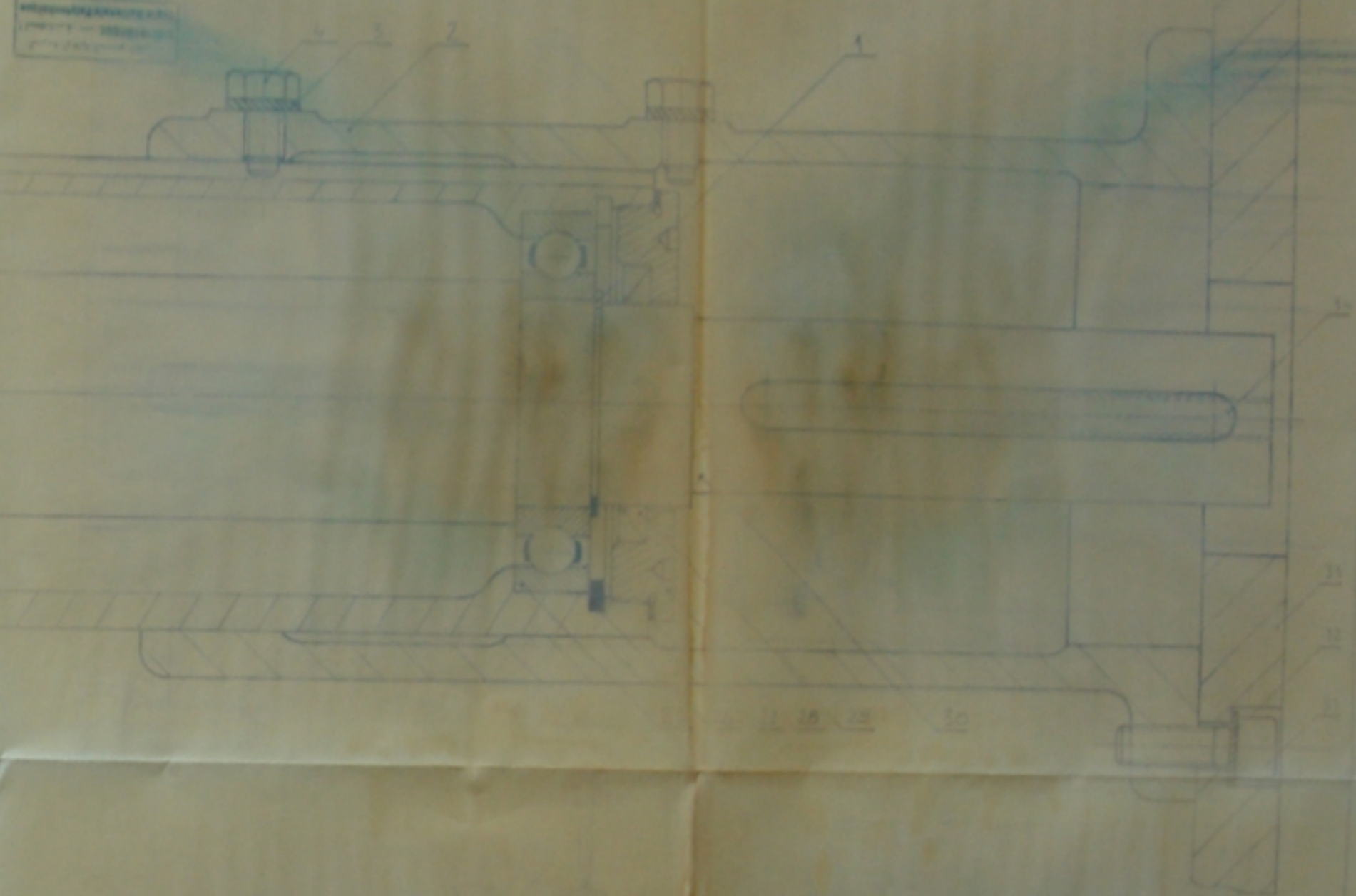
- R. BRUN : "Science et technique du moteur Diesel industriel
et de transport"
tomes 1, 2 et 3 - Société des éditions technip - PARIS - 1976
- Roger ROUDIL : "Moteur Diesel"
Dunod - PARIS - 1970
- TODICESCU M. : "Cours de M.T.H.1"
E.N.P. - ALGER - 1984
- GHAD I. : "Avant projet de M.T.H.1"
E.N.P. - ALGER - 1984
- QUILLET : "Encyclopédie des sciences industrielles"
tome : Mécanique - Application - Transport
- _____ : "Encyclopédie technique de l'ingénieur"
tome : B.3
- R. QUATREMER - J.P. TROTIGNON
"Précis de construction mécanique.1"
AFNOR - NATHAN - 1978
- ZSÁRY Á. : "Elements de construction. I"
BUDAPEST - 1979
- CAR CHOICE : "Revue"
February - 1985



№	Элементы	Материал	Значение
1	Шестерня	Сталь 45	100
2	Шестерня	Сталь 45	100
3	Шестерня	Сталь 45	100
4	Шестерня	Сталь 45	100
5	Шестерня	Сталь 45	100
6	Шестерня	Сталь 45	100
7	Шестерня	Сталь 45	100
8	Шестерня	Сталь 45	100
9	Шестерня	Сталь 45	100
10	Шестерня	Сталь 45	100
11	Шестерня	Сталь 45	100
12	Шестерня	Сталь 45	100
13	Шестерня	Сталь 45	100
14	Шестерня	Сталь 45	100
15	Шестерня	Сталь 45	100
16	Шестерня	Сталь 45	100
17	Шестерня	Сталь 45	100
18	Шестерня	Сталь 45	100
19	Шестерня	Сталь 45	100
20	Шестерня	Сталь 45	100
21	Шестерня	Сталь 45	100
22	Шестерня	Сталь 45	100
23	Шестерня	Сталь 45	100
24	Шестерня	Сталь 45	100
25	Шестерня	Сталь 45	100
26	Шестерня	Сталь 45	100
27	Шестерня	Сталь 45	100
28	Шестерня	Сталь 45	100
29	Шестерня	Сталь 45	100
30	Шестерня	Сталь 45	100



REVISIONS



PMo 2086
-3-

N°	Description	Qté	Mat.
14	Chapeau de roue	1	Acier
13	Tige	1	Acier
12	Plaque d'appui	1	Acier
11	Vis de serrage	1	Acier
10	Support de roue	1	Acier
9	Rondelle	1	Acier
8	Rouge à vis	1	Acier
7	Vis de serrage	1	Acier
6	Rondelle	1	Acier
5	Vis de serrage	1	Acier
4	Vis de serrage	1	Acier
3	Rondelle	1	Acier
2	Vis de serrage	1	Acier
1	Rouge à vis	1	Acier

REVISIONS

N°	Description	Qté	Mat.
14	Chapeau de roue	1	Acier
13	Tige	1	Acier
12	Plaque d'appui	1	Acier
11	Vis de serrage	1	Acier
10	Support de roue	1	Acier
9	Rondelle	1	Acier
8	Rouge à vis	1	Acier
7	Vis de serrage	1	Acier
6	Rondelle	1	Acier
5	Vis de serrage	1	Acier
4	Vis de serrage	1	Acier
3	Rondelle	1	Acier
2	Vis de serrage	1	Acier
1	Rouge à vis	1	Acier

Op. N° dessin Designation

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

ENSA

