

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L' ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE SAAD DAHLEB – BLIDA
FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIEUR
DEPARTEMENT DE CONSTRUCTION AERONAUTIQUE

MEMOIRE DE FIN D'ETUDE

En vue de l'Obtention du diplôme
des études universitaires appliquées en AERONAUTIQUE
Option : STRUCTURE



THEME

**CONCEPTION D'UN MOTEUR PROTOTYPE
DE LABORATOIRE ET CREATION D'UN
CIRCUIT DE LUBRIFICATION**

Dirigés par :
Mr ALLALI Abderrazak
Mr LARBI Farid

Etudiés par :
Mr HAMDAOUI Boubekeur
Mr CHAOUI Adel

PROMOTION 2003

DEDICACES :

A mes chers parents, pour leur présence et leur affection

A mes frères et sœurs, pour leur compréhension

A tous mes amis (es), pour leur appui.

DEDICACES :

A ma grand mères et a lala zohra , que dieu vous garde , je vous aime .

A mes chers parents pour leur présence et leur affection.

A dada said et sa famille

A mes frères et ma petite sœur .

A mes amis de chelall et adhaoura .

Ames amis de batna et blida .

REMERCIEMENTS :

Au terme de ce travail, je tiens à remercier « DIEU le tout puissant », de m'avoir donné la force, la santé et la patience pour accomplir ce travail. Je tiens à exprimer mes vifs remerciements et ma profonde gratitude à tous ceux qui ont permis la concrétisation de ce travail, en particulier :

Mes parents, mes frères et mes soeurs .
Mr ALLALI Abderrazak mon (promoteur) pour ses conseils éclairés et son assistance efficace.
Mr LARBI Farid mon (co-promoteur) pour leur appui.
Mr DJAMEL pour son aide permanente.
Mes amis pour leur soutien morale.

Un grand merci à tous.

ملخص:

هذه الرسالة هي دراسة قمنا بها خلال السنة لمحرك من محركات الورشة وهو المحرك GILKES GT-117 .

و ينقسم عملنا إلى شطرين أولا التعريف بالمحرك و الأجزاء المكونة له مع تقديم رسومات تقنية لبعض قطع المحرك. و الشطر الثاني درسنا فيه دارات التبريد (دارات الزيت) و قدمنا فيه دارة تبريد نموذجية للمحرك مع إنجاز لوحة لهذه لدارة في الورشة.

Résumé :

Ce mémoire est une étude d'un moteur GILKES GT-117 .

Et notre travail se devise en deux parties essentielles, la première c'est la description du moteur et ses éléments accompagné par des dessins techniques.

La 2^{ème} partie est une étude des circuits de lubrification et on a proposé un circuit de lubrification pour ce moteur avec réalisation d'une maquette au niveau de l'atelier.

Summary :

This memory is a survey of a motor GILKES GT-117.

And our work himself motto in two essential parts, the first it is the description of the motor and his/her/its elements accompanied by the technical drawings.

The 2nd part is a survey of lubrication circuits and one proposed a circuit of lubrication at the level for this motor with realization of a model of the shop.

SOMMAIRE

Liste des tableaux	
Liste des figures	
Introduction générale	1
CHAPITRE I: Description du banc d'essai GILKES GT117	4
I.1 Banc d'essai GILKES GT-117	5
I.2- Désignation	5
I.3- Les principaux organes du moteurs	5
I.3.1- L'entrée d'air	5
I.3.2- Compresseur	6
a) Compresseur axial	6
b) Compresseur centrifuge	8
I.3.3- Turbine	9
I.3.4- Tuyère d'éjection	10
I.4- Nuances des éléments structuraux	11
CHAPITRE II : La conception	14
II.1- Cotation fonctionnelle	15
II.1.1- Définition	15
II.1.2- Unité de longueur	15
II.1.3- Dessin de définition	15
II.1.4 – Dessins partiels des pièces finis	15
- Arbre de transmission	16
- Tube de graissage	17
- Compresseur axial	18
- Compresseur centrifuge	19
- Stator compresseur 1 ^{er} étage	20
- Stator compresseur 2 ^{ème} étage	21
- Cale	22
- Stator turbine 1 ^{er} étage	23
- Rotor turbine 1 ^{er} étage	24
- Stator turbine 2 ^{ème} étage	25
- Rotor turbine 2 ^{ème} étage	26
- Cratère de la turbine	27
- Cratère de la chambre de combustion	28
- Tube à flamme	29
- Convecteur de flux	30
- Cloison thermique	31
- Joint de serrage	32
- Cale	33
- Joint de serrage	34
- Ecrou de serrage, Pignon de transmission	35

CHAPITRE III : Circuit de graissage	36
III.1 – Généralités	37
III.2 – Rôle du circuit de l'huile	37
III.3 – Rôle de chaque élément constituant le circuit	37
III.3.1 – Réservoir	37
III.3.2 – Pompe de pression	37
III.3.3 – Filtre	39
III.3.4- Soupape de sûreté a tiroir de by-pass, type I53-2	41
III.3.4.1- Destination	41
III.3.4.2- Construction et fonctionnement	41
III.3.5- Clapets anti-retour	44
III.3.6- distributeur a tiroirs de commande 3HK-I C3-242	46
III.3.6.1- But	46
III.3.6.2- Constriction et fonctionnement	46
III.3.7- Etrangleur ACY-O C7-1	48
III.3.7.1-But	48
III.3.7.2- Construction et fonctionnement	48
III.3.8- L'échangeur de chaleur huile/carburant	50
III.3.9 - Le radiateur air/huile	50
III.3.10- Refroidisseur	52
III.4-Le principe de fonctionnement des circuits hydrauliques	53
III.4.1- La loi de pascal	53
III.4.2 - Principe de fonctionnement de la commende hydraulique objet d'étude	56
CHAPITRE IV : Réalisation	58
IV.1 – Généralités	59
IV.2 – Installation de la pompe	59
IV.2. 1- Introduction	59
IV.2.2 – Grandeurs et caractéristiques	59
IV.2.3 Les estimations théoriques	62
IV.2.3.1 La pompe	62
a) type d'entraînement	63
b) Transmission moteur-pompe	63
IV.2.3.2 –Fonctionnement de la pompe	64
a) Schéma fonctionnel	64
b) Rapport de transmission	64
c) Détermination de la vitesse maximal	65
IV.3- L'huile de lubrification	66
a) Propriétés	66
b) Caractéristiques typiques	66
c) Constatations	67

IV.4 – Le débit de refoulement	67
IV.5- Estimations des puissances	68
a) La puissance nécessaire à l'entraînement de la pompe	68
b) Constatations	71
IV.6-La tuyauterie	71
IV.6.1- Cheminement de l'huile	71
IV.6.2- Estimations des pertes de charge	71
a) Approximations	71
b) Constations	75
IV.7- Le circuit de graissage réalisé	76
Conclusion générale	77
Bibliographie	
Annexes	

LISTE DES TABLEAUX

Tableau N°I.1 : Nuances des éléments structuraux	12
Tableau N°III.1 : Désignation	43
Tableau N°III.2 : Désignation	47
Tableau N°III.3 : Désignation	49
Tableau N°IV.1 : La vitesse maximal	65
Tableau N°IV.2 : Caractéristiques typiques	66
Tableau N°IV.3 : Le débit de refoulement	68
Tableau N°IV.4.1 : Estimations des puissances	69
Tableau N°IV.4.2 : Estimations des puissances	70
Tableau N°IV.5.1 : Les pertes de charge linéaires	75
Tableau N°IV.5.2 : Les pertes de charge singulières	75

LISTE DES FIGURES

Figure (I.1) Dimensions de l'entrée d'air	6
Figure (I.2) Dimensions des rotors de la partie axial	7
Figure (I.3) Caractéristique des profils des rotors de la partie axial	8
Figure (I.4) Dimensions de la rouet du compresseur centrifuge	9
Figure (I.5) Dimensions du distributeur du 1 ^{er} étage de la turbine	10
Figure (I.6) Diamètre de sortie de la tuyère	11
Dessin de définition :	
-Arbre de transmission	16
- Tube de graissage	17
- Compresseur axial	18
- Compresseur centrifuge	19
- Stator compresseur 1 ^{er} étage	20
- Stator compresseur 2 ^{ème} étage	21
- Cale	22
- Stator turbine 1 ^{er} étage	23
- Rotor turbine 1 ^{er} étage	24
- Stator turbine 2 ^{ème} étage	25
- Rotor turbine 2 ^{ème} étage	26
- Cratère de la turbine	27
- Cratère de la chambre de combustion	28
- Tube à flamme	29
- Convecteur de flux	30
- Cloison thermique	31
- Joint de serrage	32
- Cale	33
- Joint de serrage	34
- Ecrou de serrage, Pignon de transmission	35
Figure (III.1) Pompe à engrenages	38
Figure (III.2) Filtre	40
Figure (III.3) Soupape de sûreté	42
Figure (III.4) Clapet anti-retour à angle droit	45
Figure (III.5) Clapet anti-retour droit	45
Figure (III.6) Distributeur a tiroirs	46
Figure (III.7) Etrangleur	48
Figure (III.8) Diagramme de l'échangeur de chaleur	51

Figure (III.9)	54
Figure (III.10)	54
Figure (III.11.1) Piston mobile, cylindre immobile	55
Figure (III.11.2) Piston immobile, cylindre mobile	55
Figure (III.12) Circuit de lubrification	57
Figure (IV.1) Pompe en aspiration	60
Figure (IV.2) Pompe à engrenage élémentaire	62
Figure (IV.3) Schéma fonctionnel de la Pompe	64
Figure (IV.4) Circuit de graissage	72
Figure (IV.5) Les conduites reliant les éléments	73
Figure (IV.5) Les conduites reliant les éléments (suite)	74
Figure (IV.6)	76
Figure (IV.7)	76

INTRODUCTION

INTRODUCTION

Notre travail consiste à élaborer une commande hydraulique de lubrification d'un circuit du moteur de labos .les caractéristique du moteur ont été déterminées par les étudiants de la promotion précédente voilà un tableau récapitulatif des résultats trouvés :

- Le Débit dans le compresseur = 1,974022 Kg/s
- Le Débit réduit = $3,307080 \cdot 10^{-4} \text{ M.sec.}(\text{°K})^{0.5}$
- La vitesse a l'entrée (1) = 94,810150 M/sec
- La Température a l'entrée (1) = 283,675700 °K
- La pression a l'entrée (1) = 0,9466993 Atm
- Le Mach a l'entrée (1) = 0,2808270
- Le Mach a l'entrée du compresseur (2) = 0,4222770
- Le taux de compression = 6,538377
- Le Rendement isentropique du compresseur = 89,371940 %
- Le Débit carburant = $4,903452 \cdot 10^{-2} \text{ Kg/sec}$
- La Richesse $f = 2,483991 \%$
- La Température après la combustion $Tt5 = 1355,8780 \text{ °K}$
- Le Régime de rotation $N = 38157,150 \text{ Tr/min}$
- Le Régime réduit $Nr = 235,393900 \text{ Rad}/(\text{sec.}(\text{°K})^{0.5})$
- La vitesse de sortie (10) = 463,649400 M/s
- Le Mach de sortie (10) = 7,081647E-01
- $P10 = 1,00 \text{ Atm}$
- La Poussée = 836,170400 Newton
- La Poussée Spécifique = 428,708100 M/sec
- La Consommation Spécifique = $5,881249 \cdot 10^{-5} \text{ sec/M}$
- Le Rendement Thermique = 10,313660 %

La site de ce travail est d'élaborer :

CHAPITRE I :Description du banc d'essai GILKES GT-117.

Il présente les principaux organes du moteur :

l'entrée d'air ;

le compresseur ;

la turbine ;

la tuyère.

Nuances des éléments structuraux .

CHAPITRE II :La conception des différents éléments du moteur
GILKES GT-117.

CHAPITRE III : Description du circuit lubrification .

C'est une présentation des éléments du circuit :

Réservoir ;

pompe à engrenage ;

soupape de sûreté ;

clapet anti-retour ;

filtre ;

refroidisseur .

avec le fonctionnement du circuit.

CHAPITRE IV : dans ce chapitre nous avons présenté le circuit au cours de sa réalisation avec les calculs des pertes de charges et prise de pression.

Nous avons terminé avec une conclusion générale.

Bibliographie .

Annexes.

CHAPITRE I

Description du banc d'essai

GILKES GT 117

1.1 Banc d'essai GILKES GT-117 :

1.2- Désignation :

Le banc d'essai GT-117 est un réacteur mono-corps mono-flux de construction anglaise de la maison GILKES, dont le symbole (GT-117) représente:

GT : Turbine à gaz.

117 : Classes ou familles ayant approximativement les mêmes dimensions.

1.3-Les principaux organes du moteurs :

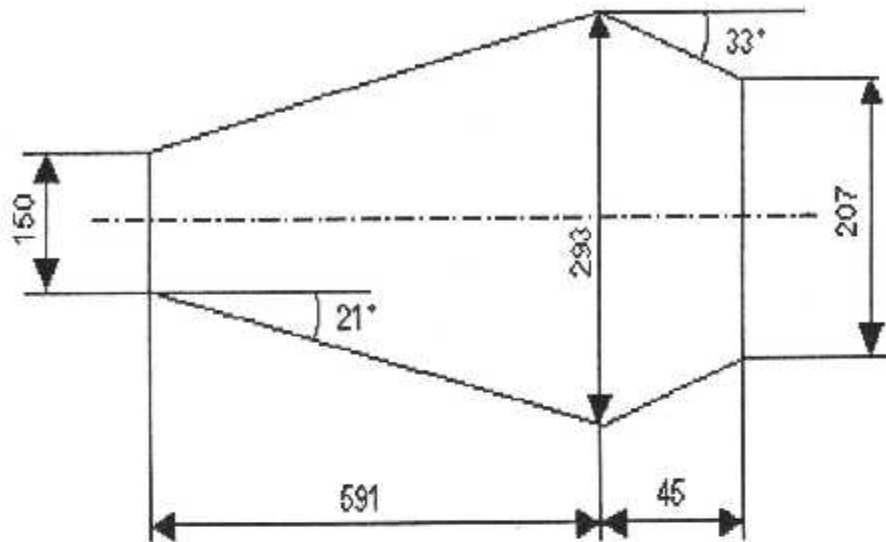
Dans sa formule la plus simple, le réacteur comprend :

- Un compresseur aspirant l'air extérieur en amont.
- Une chambre de combustion dans laquelle l'air comprimé est brûlé avec un apport de carburant.
- Une turbine qui est mue par les gaz de combustion et qui entraîne le compresseur.
- Une tuyère dans laquelle les gaz de combustion poursuivent leur détente à la sortie de la turbine en produisant la poussée.

Le principe de fonctionnement d'un réacteur se caractérise par le fait que, tout au long du cycle, le fluide de travail est l'objet de transformation de vitesse en pression et inversement.

1.3.1- L'entrée d'air :

C'est un conduit de section variable calculé de telle sorte que l'énergie cinétique de l'air incident se transforme en énergie de pression. La forme à donner à ce conduit diffère selon que la vitesse de vol est inférieure ou supérieure à la vitesse du son.



Fig(I.1) Dimensions de l'entrée d'air

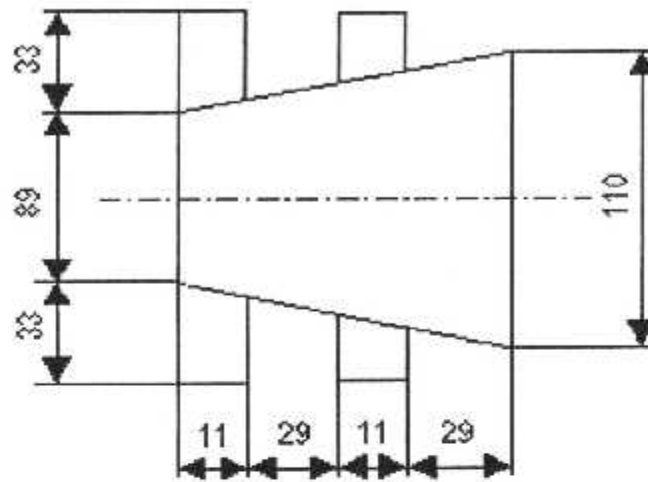
I.3.2- Compresseur :

La station compresseur du GT-117 est constituée de deux étages axiaux et d'un compresseur centrifuge.

a) Compresseur axial :

Il se compose de deux étages, dont chacun d'eux est constitué de deux grilles d'aubes montées perpendiculairement à la périphérie d'une roue. Ces grilles sont alternativement fixes et mobiles et se font face l'une à l'autre (figI-2).

Les grilles fixes sont montées sur le stator et les grilles mobiles sur le rotor.

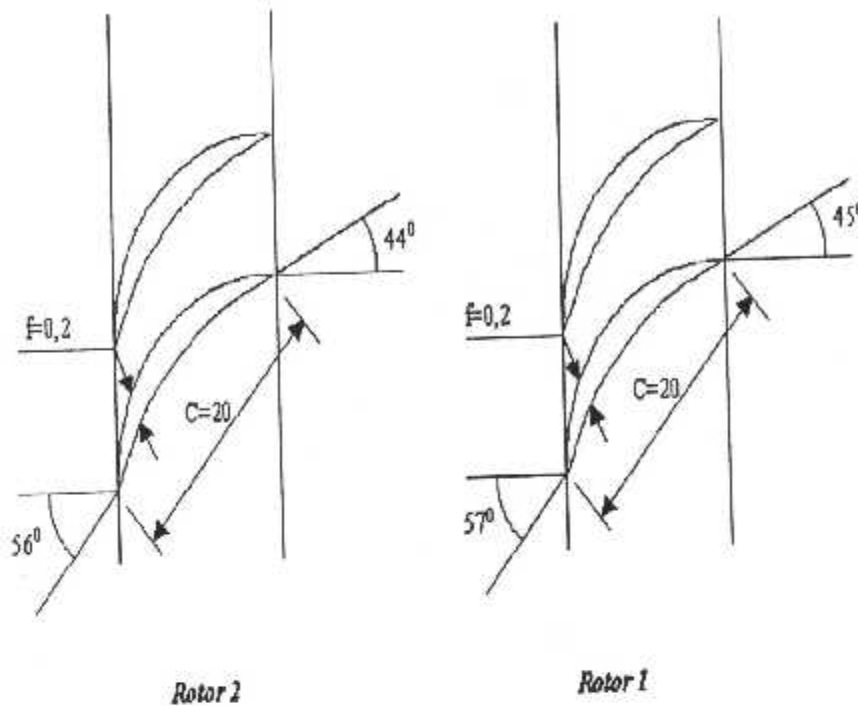


Fig(I.2) Dimensions des rotors de la partie axial

- 1^{er} Etage :
 → Rotor : nombre des aubes = 25
 → Stator : nombre des aubes = 32
- 2^{eme} Etage :
 → Rotor : nombre des aubes = 25
 → Stator : nombre des aubes = 29

Remarque :

Toutes les dimensions inscrites sur les schémas sont en millimètres.

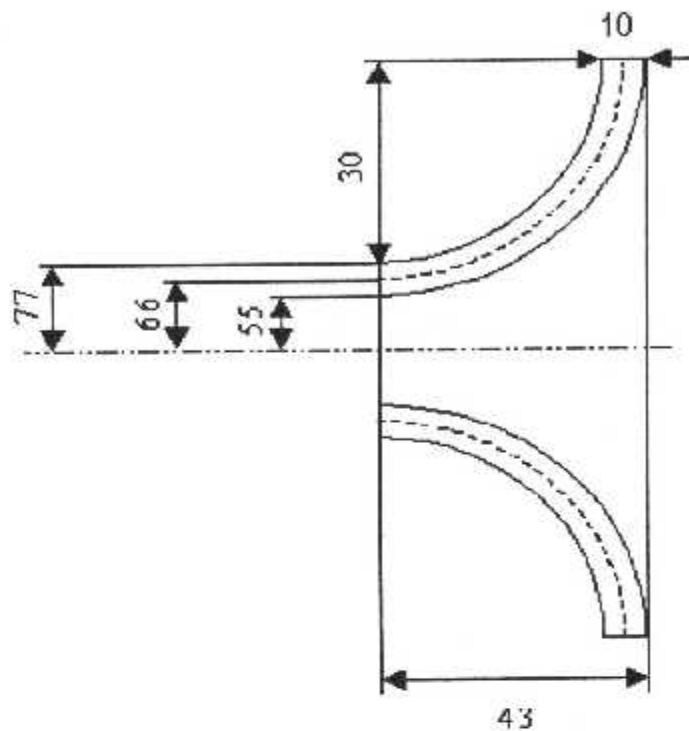


Fig(1.3) caractéristique des profils des rotors de la partie axial

b) Compresseur centrifuge :

Il se compose d'un disque en rotation sur l'une des faces duquel sont montées des plaques qui canalisent l'air vers la périphérie. Autour du disque se trouve une grille fixe, qui comme dans un étage de compresseur axial, transforme en pression une partie de la vitesse absolue à la périphérie du disque.

Du fait de l'effet centrifuge conduit à un apport de pression plus grand qu'un étage de compresseur axial. Cependant, la possibilité de monter en série axiaux permet de multiplier considérablement le rapport de pression unitaire.



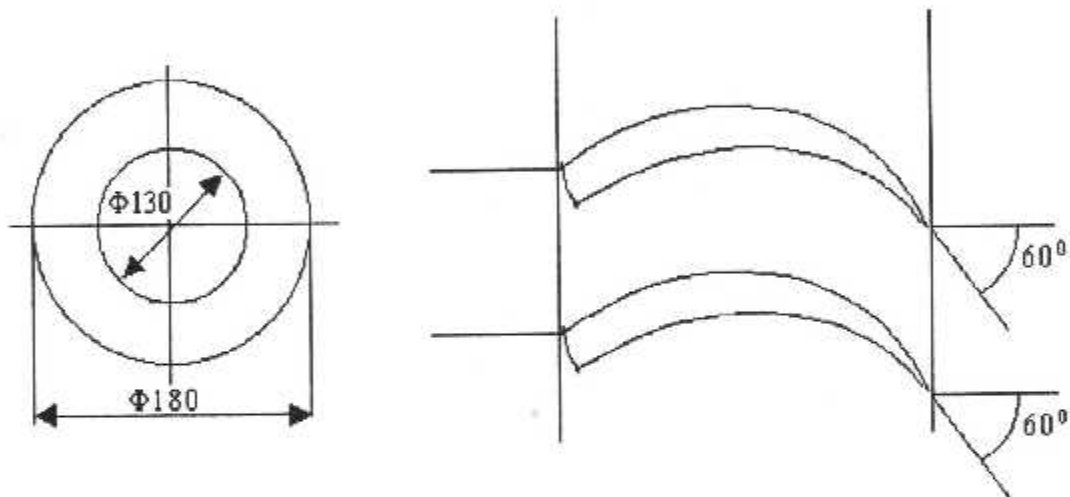
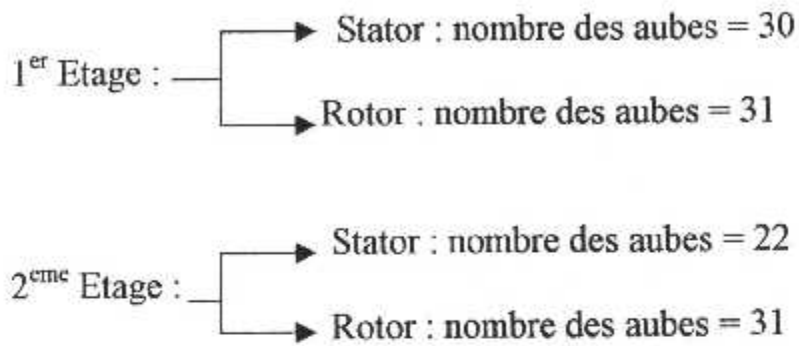
Fig(I.4) Dimensions de la rouet du compresseur centrifuge

I.3.3- Turbine :

La turbine du GT-117 est constituée de deux étages axiaux, qui sont pratiquement les seules employées, ayant pour but de transformer la pression des gaz en vitesse avec production d'énergie.

L'étage de la turbine comprend deux composants essentiels :

- Distributeur (stator)
- Rotor.



Fig(1.5) dimensions du distributeur du 1^{er} étage de la turbine

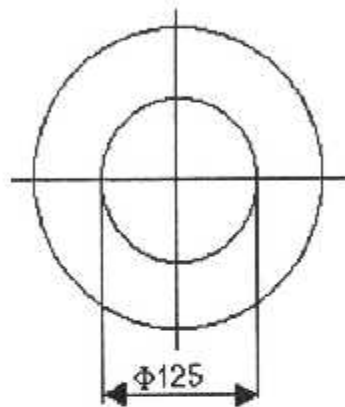
Les éléments essentiels qui caractérisent le distributeur du 1^{er} étage de la turbine sont :

Le rayon extérieur, le rayon intérieur et l'angle du profil.

1.3.4- Tuyère d'éjection :

Elle a pour rôle d'accélérer les gaz de combustion issus de la turbine jusqu'à ce que la pression statique dans le jet soit égale à la pression atmosphérique externe.

Le type le plus simple s'agit d'un tronc de cône convergent; le paramètre régissant le fonctionnement des tuyères est le rapport de la pression des gaz de combustion à la sortie de la turbine à la pression dans le plan de sortie de la tuyère.



Fig(I.6) Diamètre de sortie de la tuyère

1.4- Nuances des éléments structuraux :

D'après une analyse de nuances des différents alliages des métaux, effectué à la base logistique de Beni Merad, on peut déduire les caractéristiques mécaniques des différents pièces et leurs applications (voire tableau N°I.1).

Tableau N°I.1 :

Nuance	Composition	Traitement thermique	Caractéristiques mécaniques		Applications
			KCU /cm ²	Limite d'élasticité à 0,2 % Allongement % Résistance en Mpa	
1	2	3	4		5
Aciers pour turbines à vapeur					
56 A 28 CDV 5	C 0,28 Cr 1,50 Mo 0,70 V 0,30	Etat recuit. Dureté brinell 170. Trempe huile 1000°. revenu 710°.	100 17 800 950		Boulonneries à chaud. Pièces de turbines.
56 T.G 20 CDV 6	C 0,20 Cr 1,50 Mo 0,60 V 0,20	Etat recuit. Dureté brinell 170. trempe huile ou eau. Suivant dimensions à 980°c.	150 19 800 900		Boulonneries à chaud. Pièces de turbines. Industrie aéronautique.
56 T 5 Z 20 CDNb11	C 0,20 Cr 11,00 Mo 0,70 Nb 0,40 V 0,30	trempe huile ou air à 1125°. Revenu 675 / 700°.	- 12 800 1000		Industrie aéronautique. Boulonneries à chaud. Rotors et aubages de turbine à gaz.
Aciers pour turbines à gaz					
X 17 T Z 10 CNW 17	C 0,20 Cr 11,00 Ni 0,70 W 0,40 Ti 0,30	Trempe eau à 1125°.	250 50 270 600		Boulonneries à chaud. Ailettes et rotors de turbines.

1	2	3	4	5
X 20 T Z 30 CNWS 22 10	C 0,25 Cr 22,00 Ni 10,00 W 2,10 S 1,20	Trempe huile ou eau à 1100°.	100 40 320 750	Tubes de compresseurs. Peut être utilisé jusqu'à 750° .
X 203 Z 30 CNKDW 20	C 0,12 Cr 20,00 Ni 20,00 Co 20,00 Mo 3,50 W 3,00 Nb 1,00	Trempe huile ou eau à 1100°.	- 45 400 850	Boulonneries à température. Tuyères d'éjections..
Aciers inoxydables martensitiques				
A.P.X Z 15 CN 17 03	C 0,16 Cr 17,00 Ni 2,00	Etat recuit. Dureté brinell 250. Trempe huile 1000°. Revenu 630°.	40 15 750 1000	Industrie aéronautique. Pièces soumises à la corrosion.
X 13 T 5 Z 55 C 14	C 0,16 Cr 14,00 Ni 0,40	Etat recuit. Dureté brinell 225. Trempe huile 1000°. Revenu 550°.	Dureté Vickers 500	Boulonneries à chaud. Pièces de turbines.

CHAPITRE II

La conception

II.1- COTATION FONCTIONNELLE:

II.1.1- Définition :

Coter fonctionnellement un dessin, c'est faire un choix raisonné entre ses divers dimensions géométriquement équivalentes, et ne coter et tolérancer que celle d'entre elles (dites « dimensions fonctionnelle ») qui expriment directement les conditions d'aptitude de produit à l'emploi prévu.

II.1.2- Unité de longueur :

Toutes les dimensions linéaires (cotes et tolérances) sont exprimées dans une même unité .

En aéronautique l'unité normalisée est le millimètre (mm).

Il en résulte les avantages suivants :

- Il devient inutile d'indiquer l'unité adoptée.
- La lecture se fait sans risque de confusion.

Remarque :

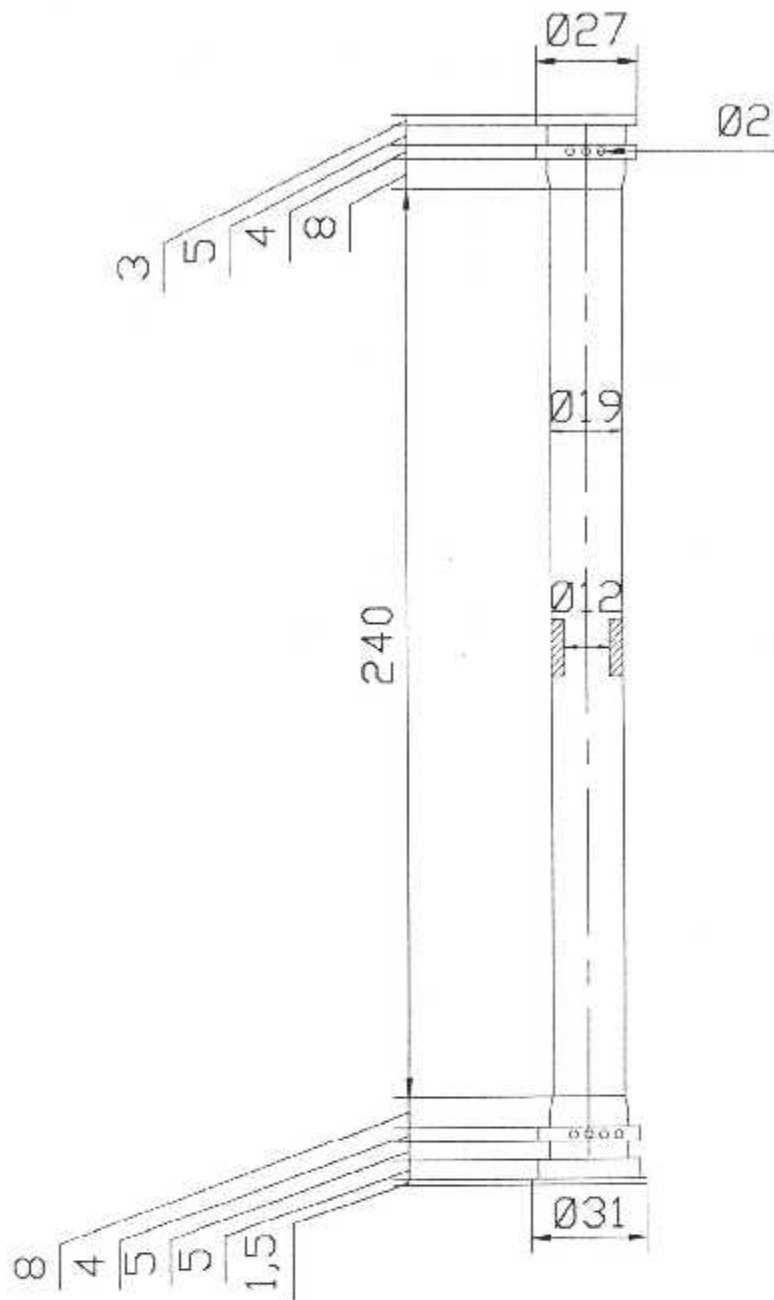
Il est évident que la valeur à inscrire est celle à obtenir sur la pièce, quelle que soit sa dimension sur le dessin.

II.1.3- Dessin de définition :

Le dessin de définition détermine complètement les exigences fonctionnelles auxquelles doit satisfaire la pièce dans l'état de finition c'est à dire que la cote indiquée correspond à la dimension de la pièce finis. Il est destiné à faire foi lors du contrôle de réception du produit.

II.1.4 – Dessins partiels des pièces finis :

Les tolérances de fabrication ne sont pas mentionnées. Cette cotation (cote non tolérancées) pourrait cependant être acceptable pour une seule gamme de fabrication.



Université de blida - Institut d'Aéronautique

Echelle : 1/2

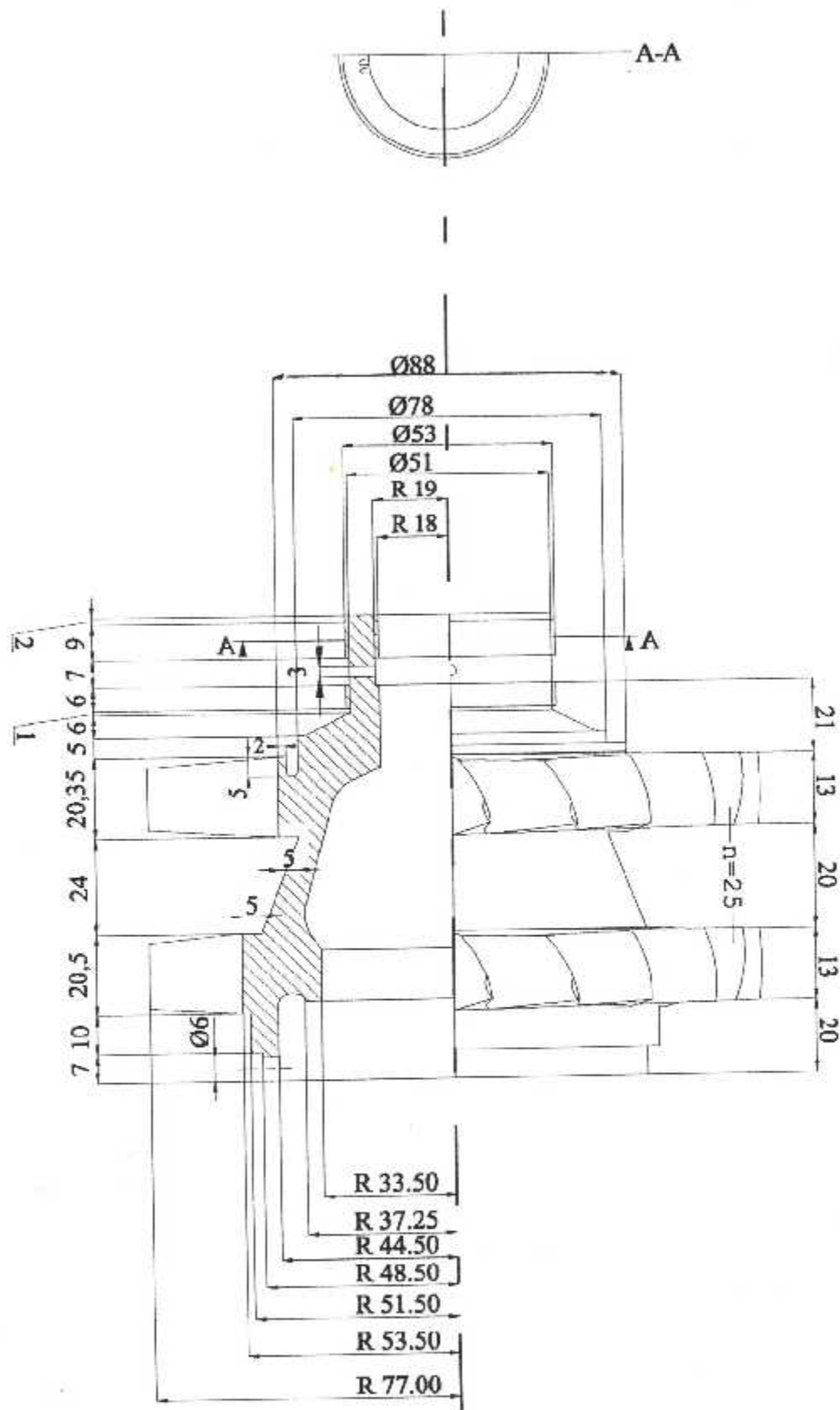
Tube de graissage

3 ème Année
STRUCTURE



Dessin N° :

Le 10 06 2003



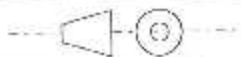
Université de blida

Institut d'Aéronautique

Echelle : 1,89/1

Compresseur axial

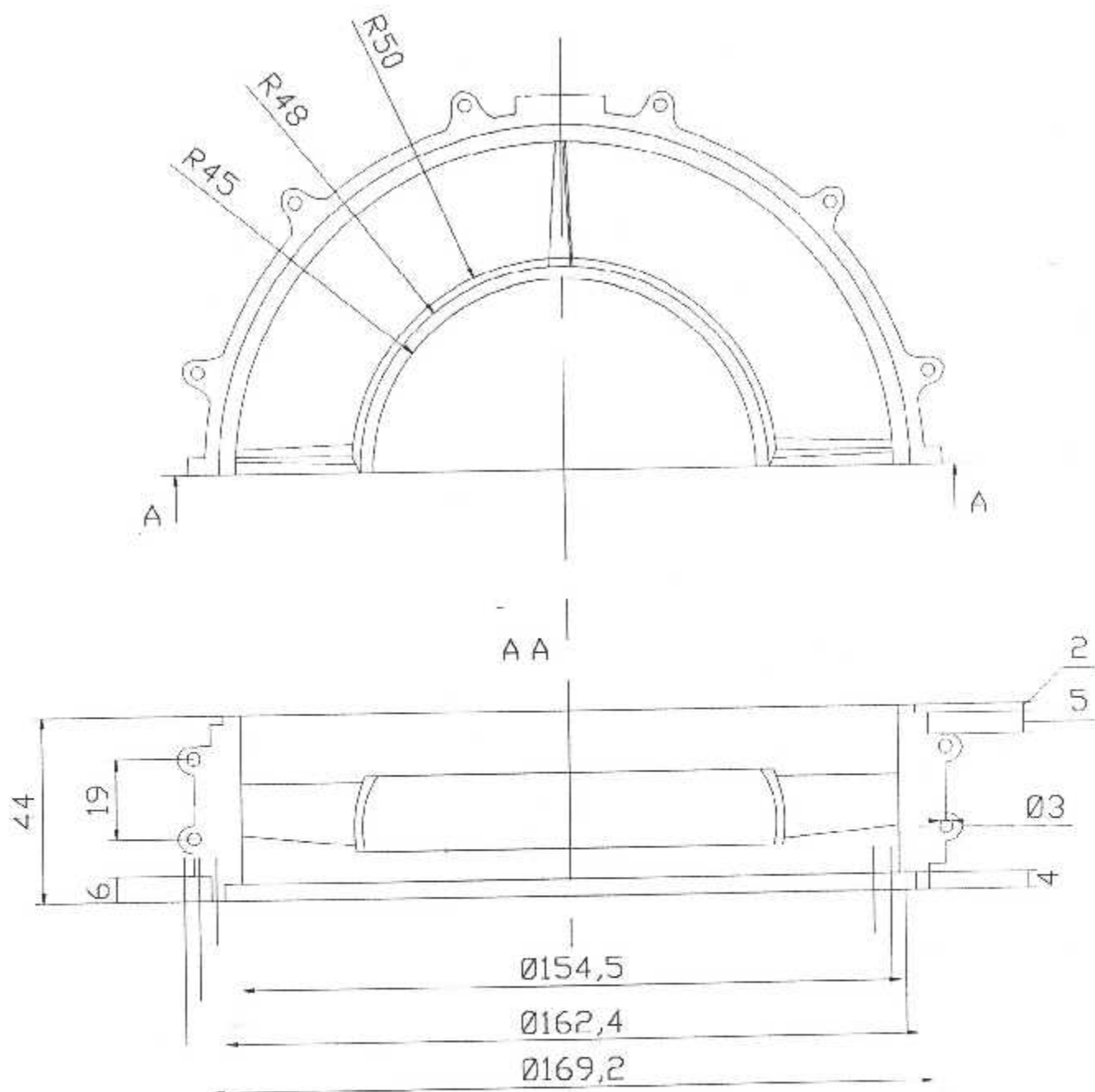
3 ème Année
STRUCTURE



Dessin N° : 03

18

Le 10 06 2003



Université de blida

Institut d'Aéronautique

Echelle : 1/1.43

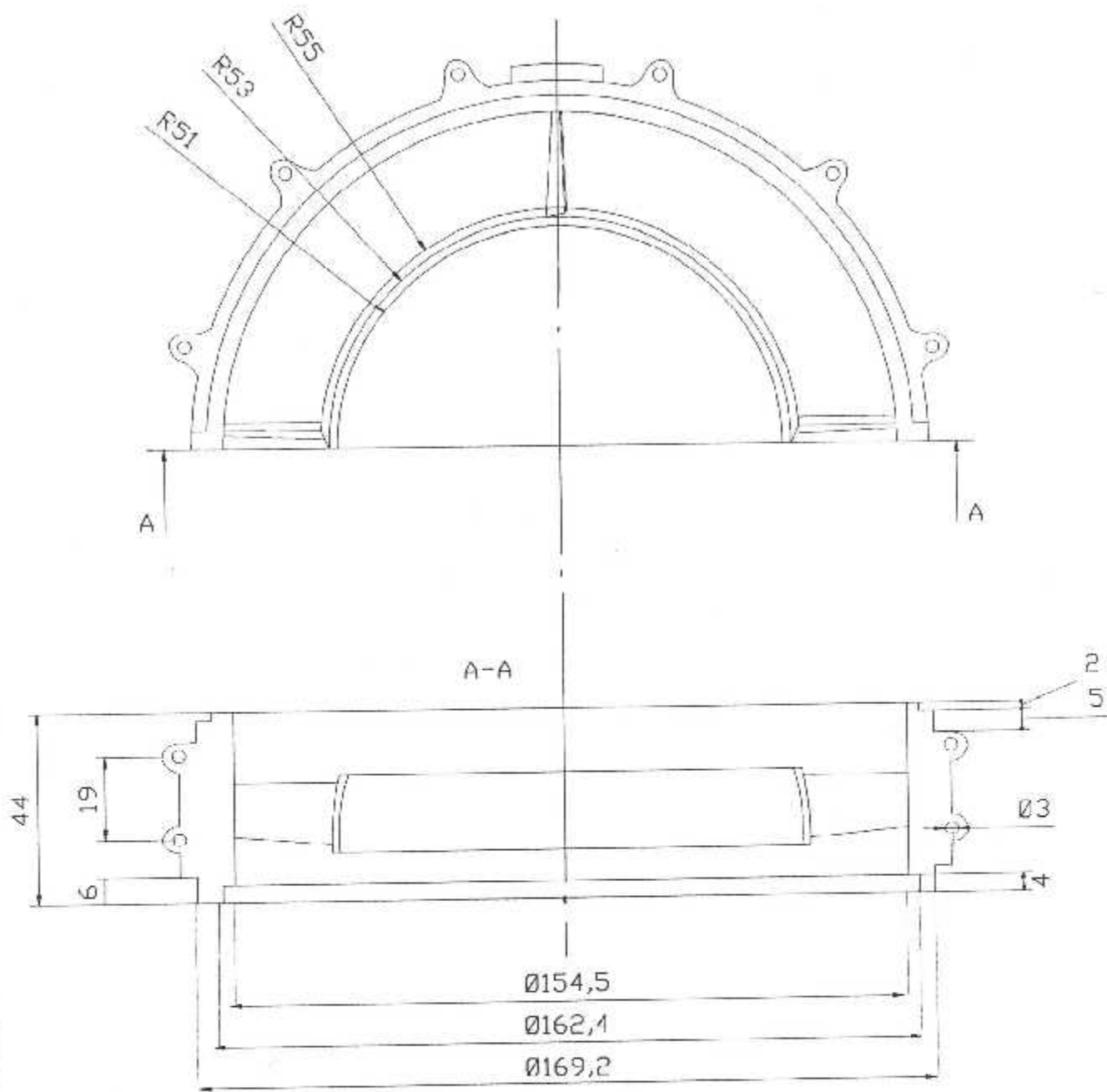
Stator compresseur 1er etage

3 ème Année
STRUCTURE



Dessin N° :

Le 10 06 2003



Université de blida - Institut d'Aéronautique

Echelle : 1/1.43

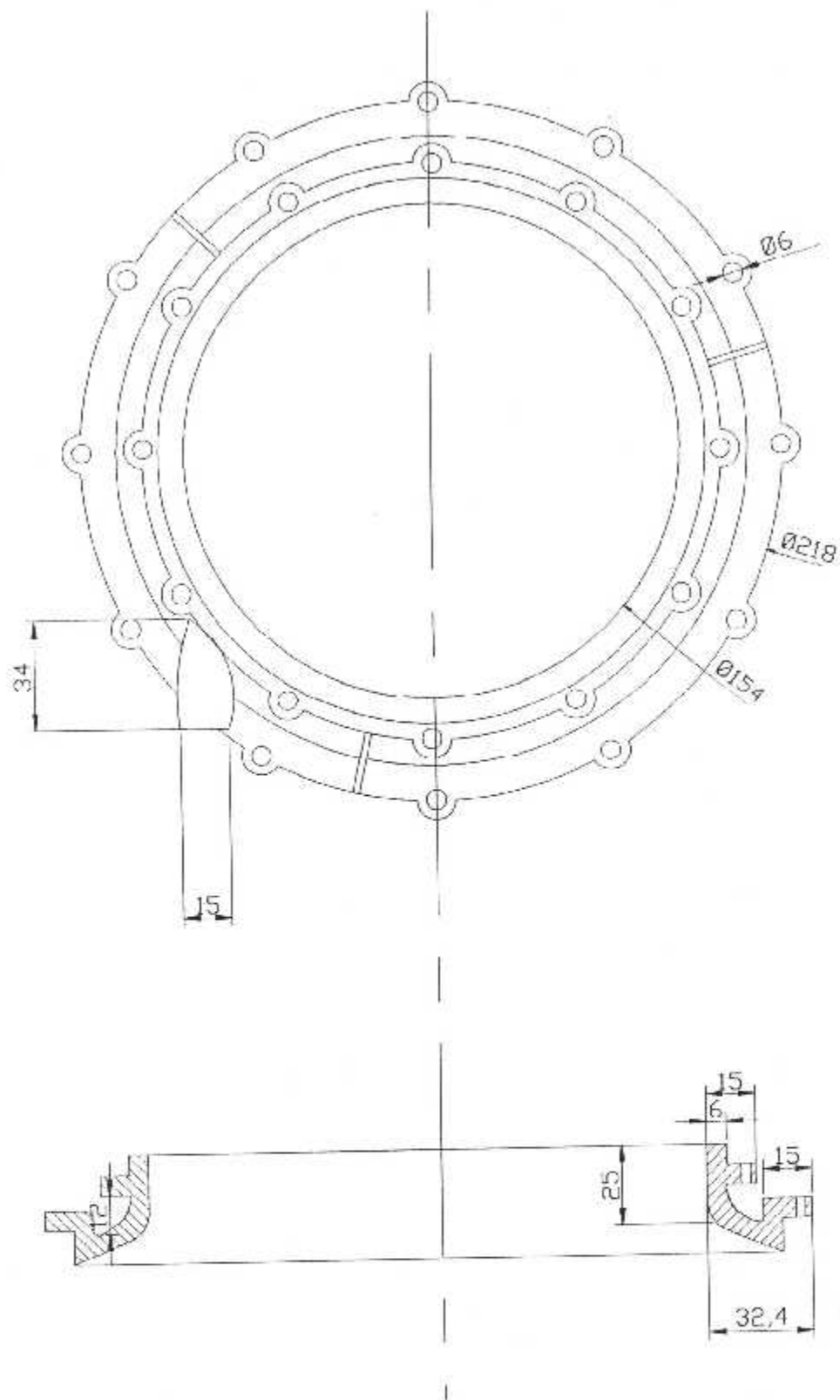
Stator compresseur 2ème etage

3 ème Année
STRUCTURE



Dessin N° :

Le 10 06 2003



Université de blida

Institut d'Aéronautique

Echelle : 1/2

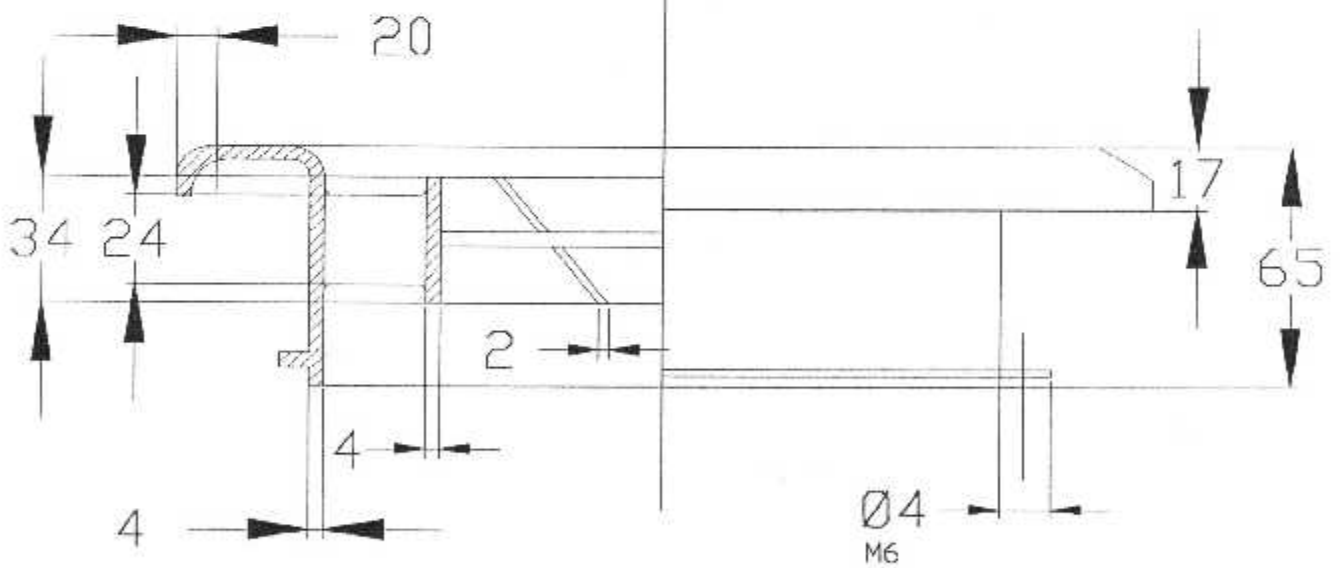
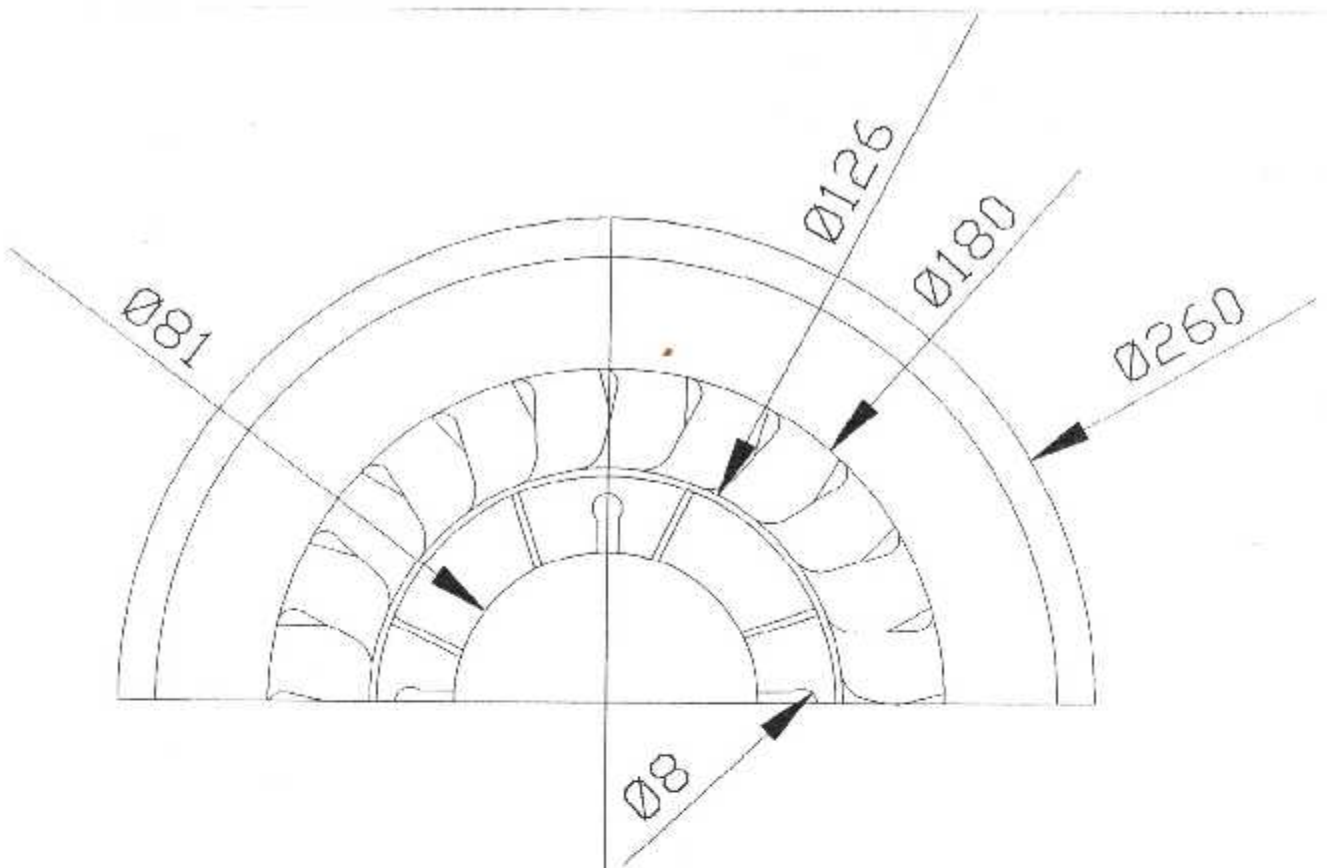
Cale

3^{ème} Année
STRUCTURE



Dessin N° :

Le 10 06 2003



Université de blida - Institut d'Aéronautique

Echelle : 1/2

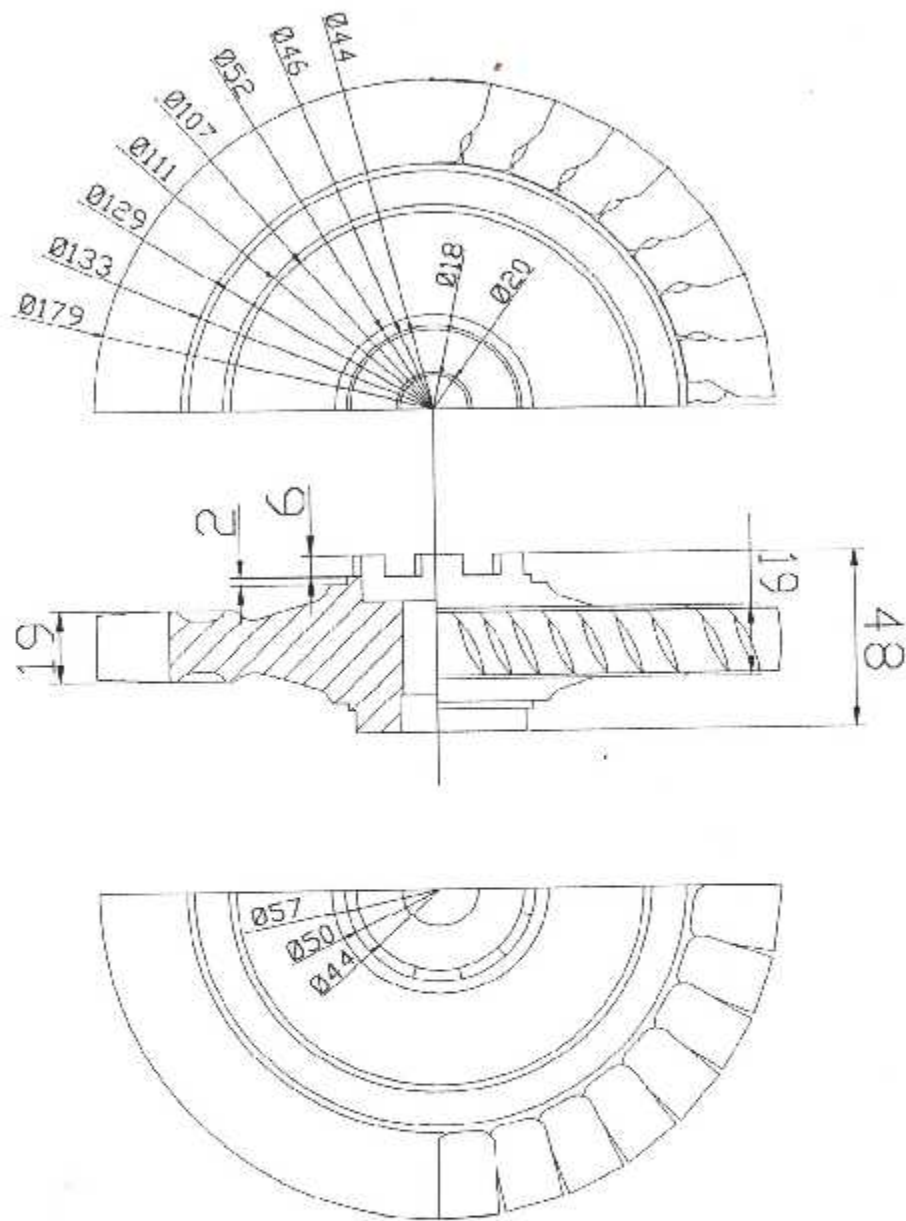
Stator turbine 1er etage

3^{ème} Année
STRUCTURE



Dessin N° :

Le 10 06 2003



Université de blida - Institut d'Aéronautique

Echelle : 1/2

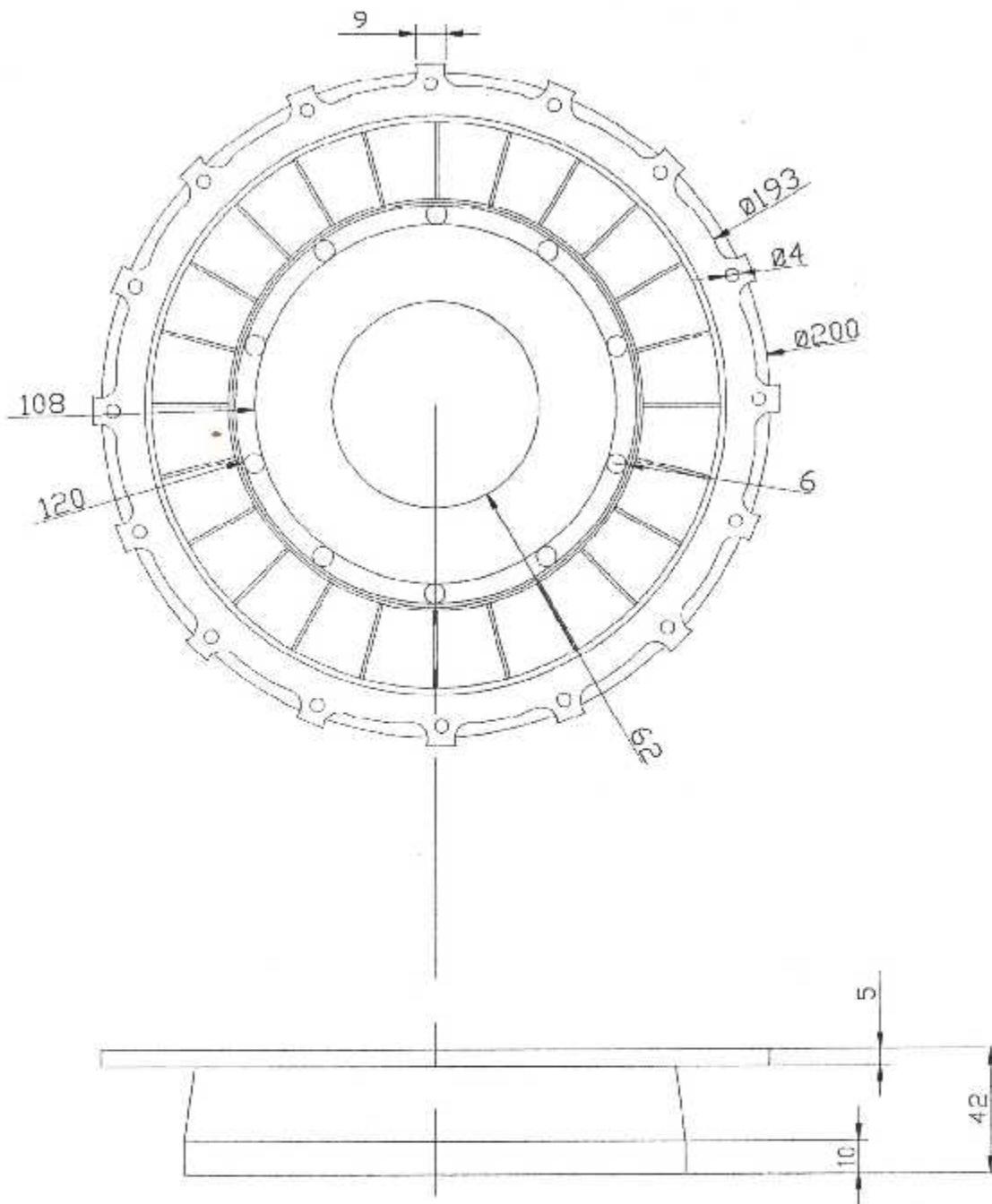
Rotor turbine 1er etage

3 ème Année
STRUCTURE



Dessin N° :

Le 10 06 2003



Université de blida - Institut d'Aéronautique

Echelle : 1/2

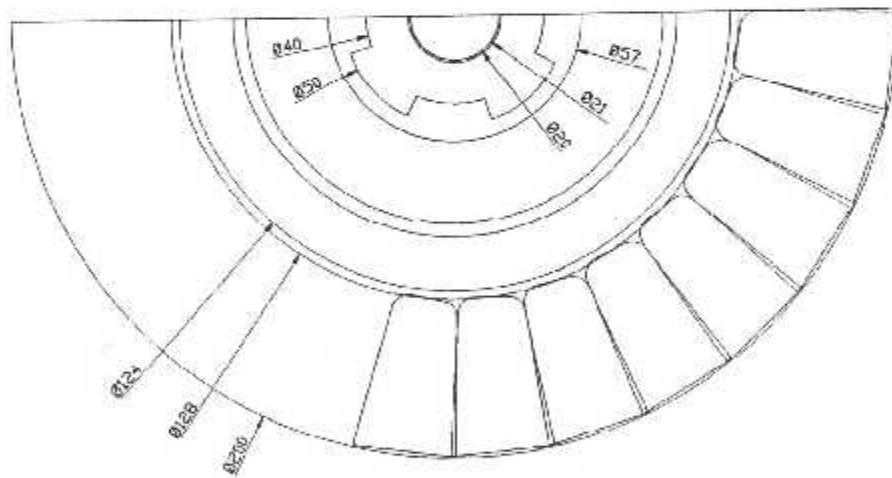
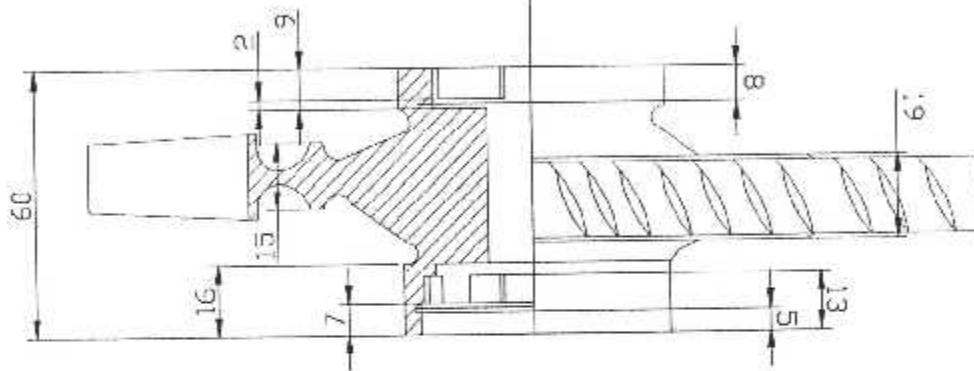
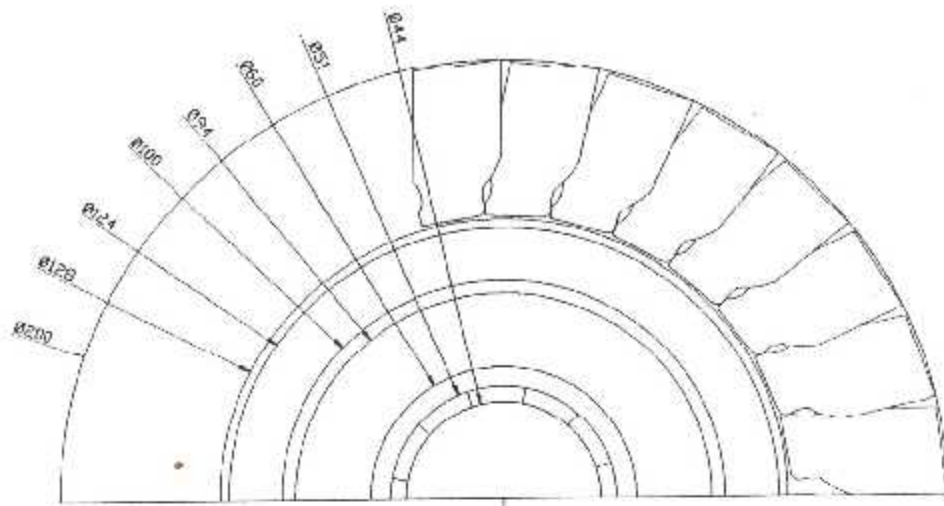
Stator turbine 2ème etage

3 ème Année
STRUCTURE



Dessin N° :

Le 10 06 2003

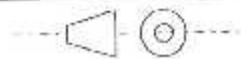


Université de blida - Institut d'Aéronautique

Echelle : 1/1.67

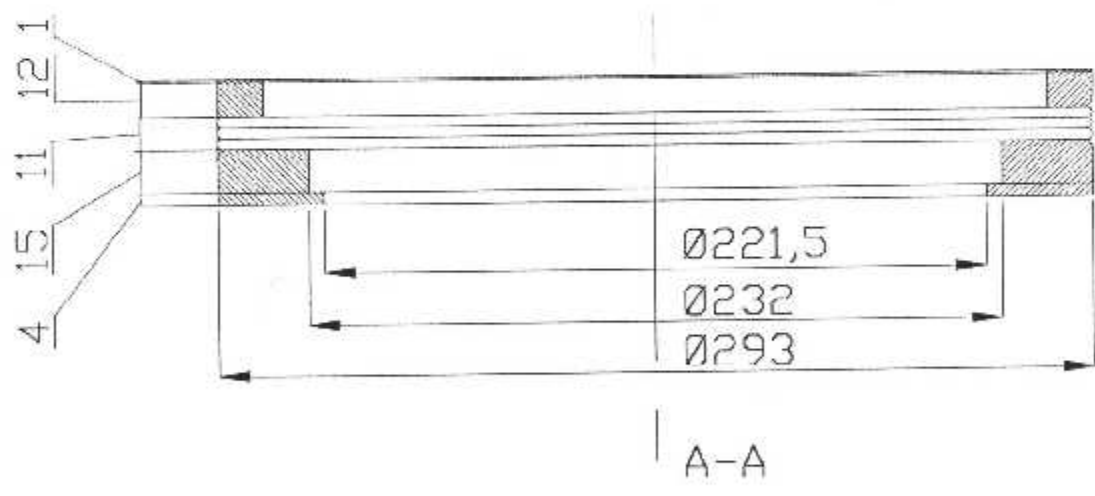
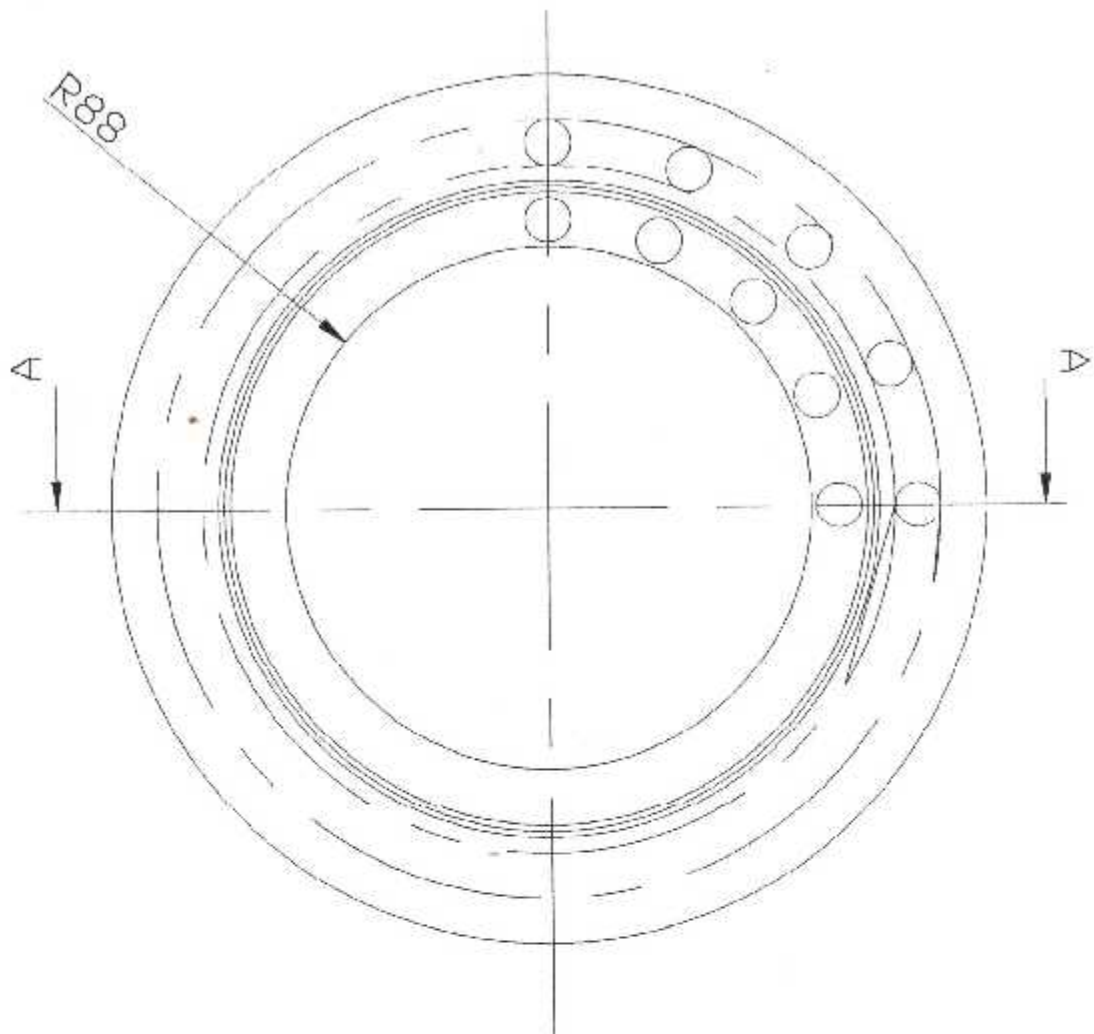
Rotor turbine 2ème etage

3 ème Année
STRUCTURE

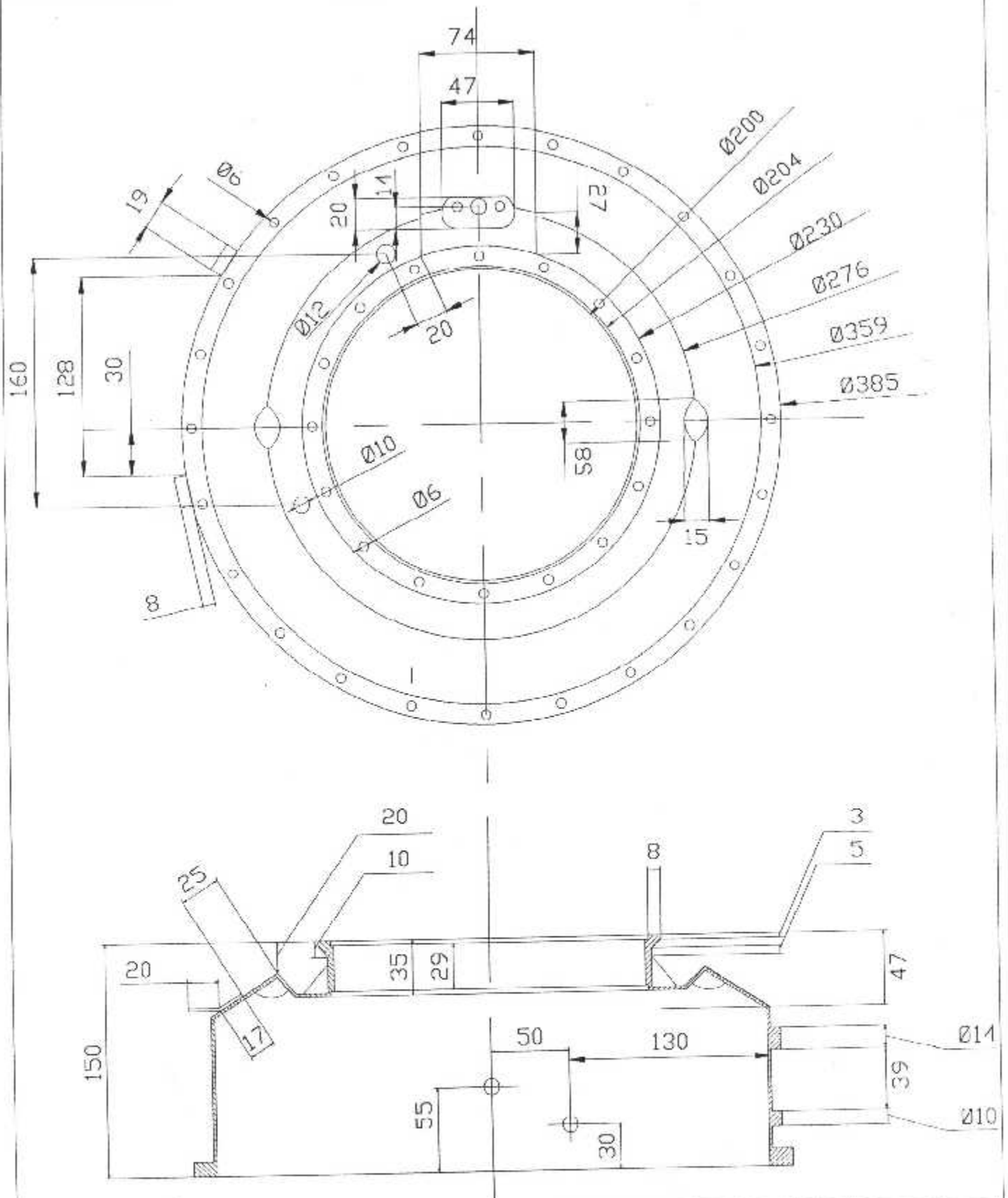


Dessin N° :

Le 10 06 2003



Université de blida - Institut d'Aéronautique	
Echelle : 1/2.5	Cartère de la turbine
	3 ème Année STRUCTURE
Dessin N° : 08	Le 10 06 2003



Université de blida - Institut d'Aéronautique

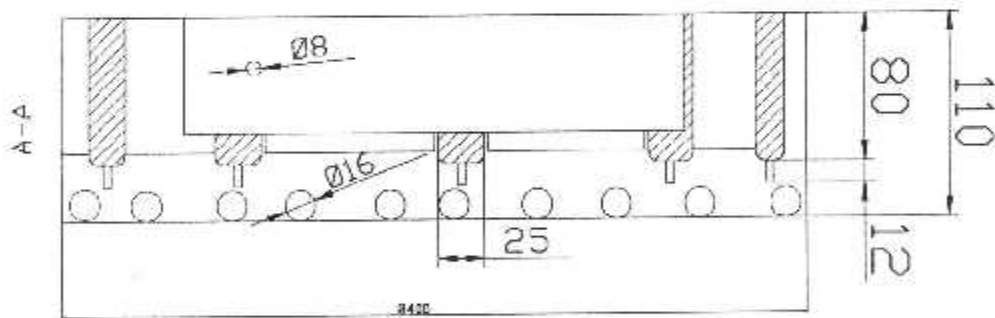
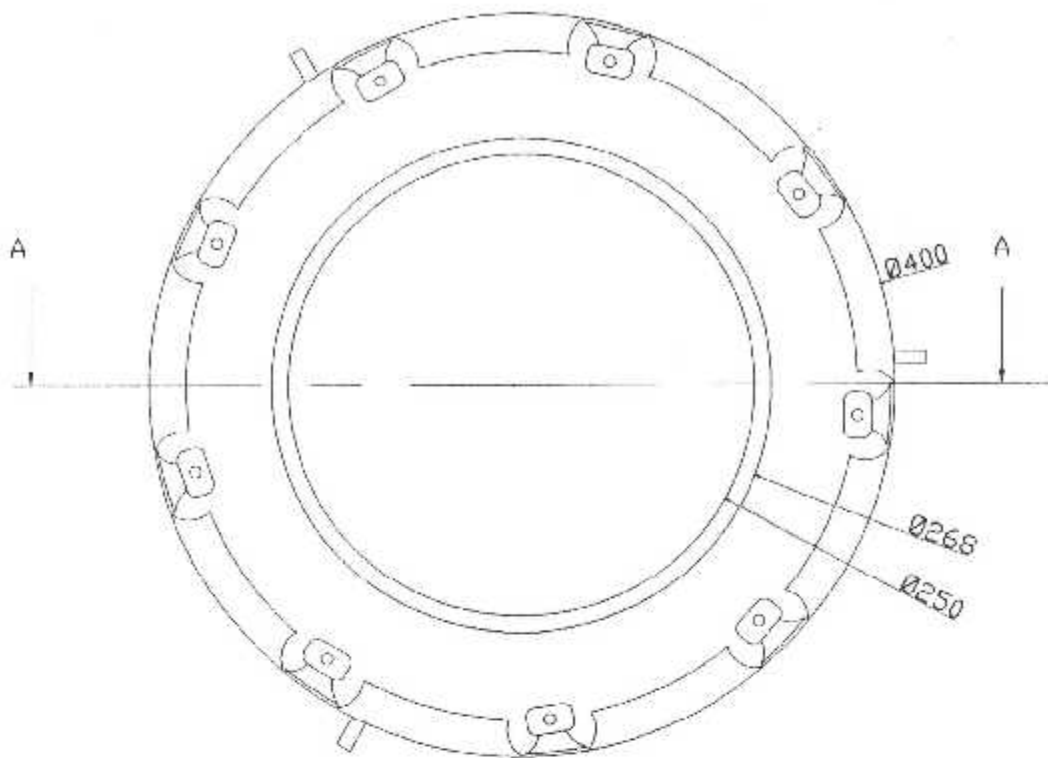
Echelle : 1/3.33

Carter de la chambre de combustion

3 ème Année
STRUCTURE

Dessin N° :

Le 10 06 2003



Université de blida

Institut d'Aéronautique

Echelle : 1/4

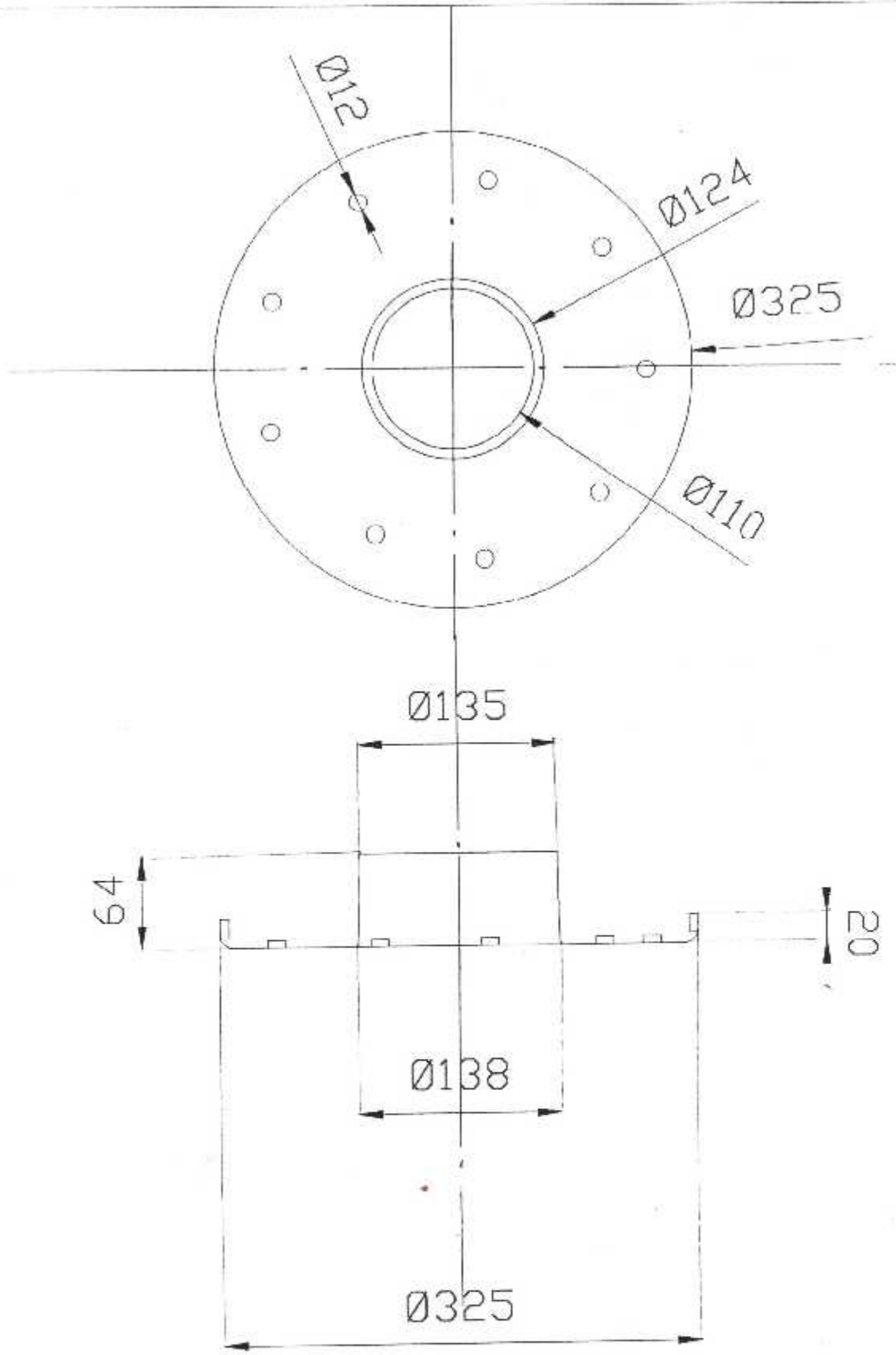
Tube à flamme

3^{ème} Année
STRUCTURE



Dessin N° :

Le 10 06 2003

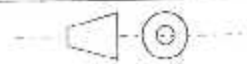


Université de blida - Institut d'Aéronautique

Echelle : 1/4

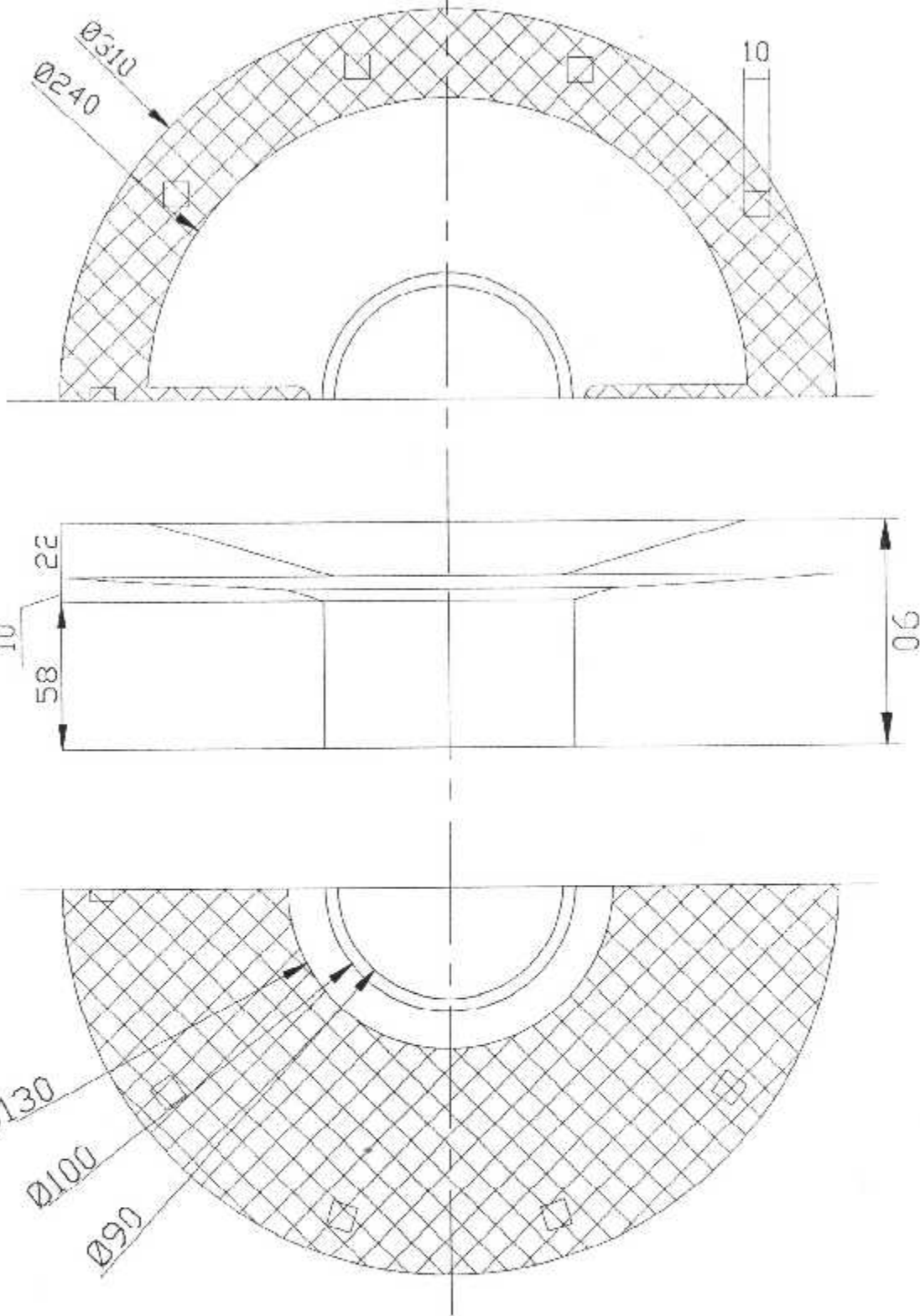
Convecteur de flux

3 ème Année
STRUCTURE



Dessin N° :

Le 10 06 2003



Université de blida

-

Institut d'Aéronautique

Echelle : 1/2.5

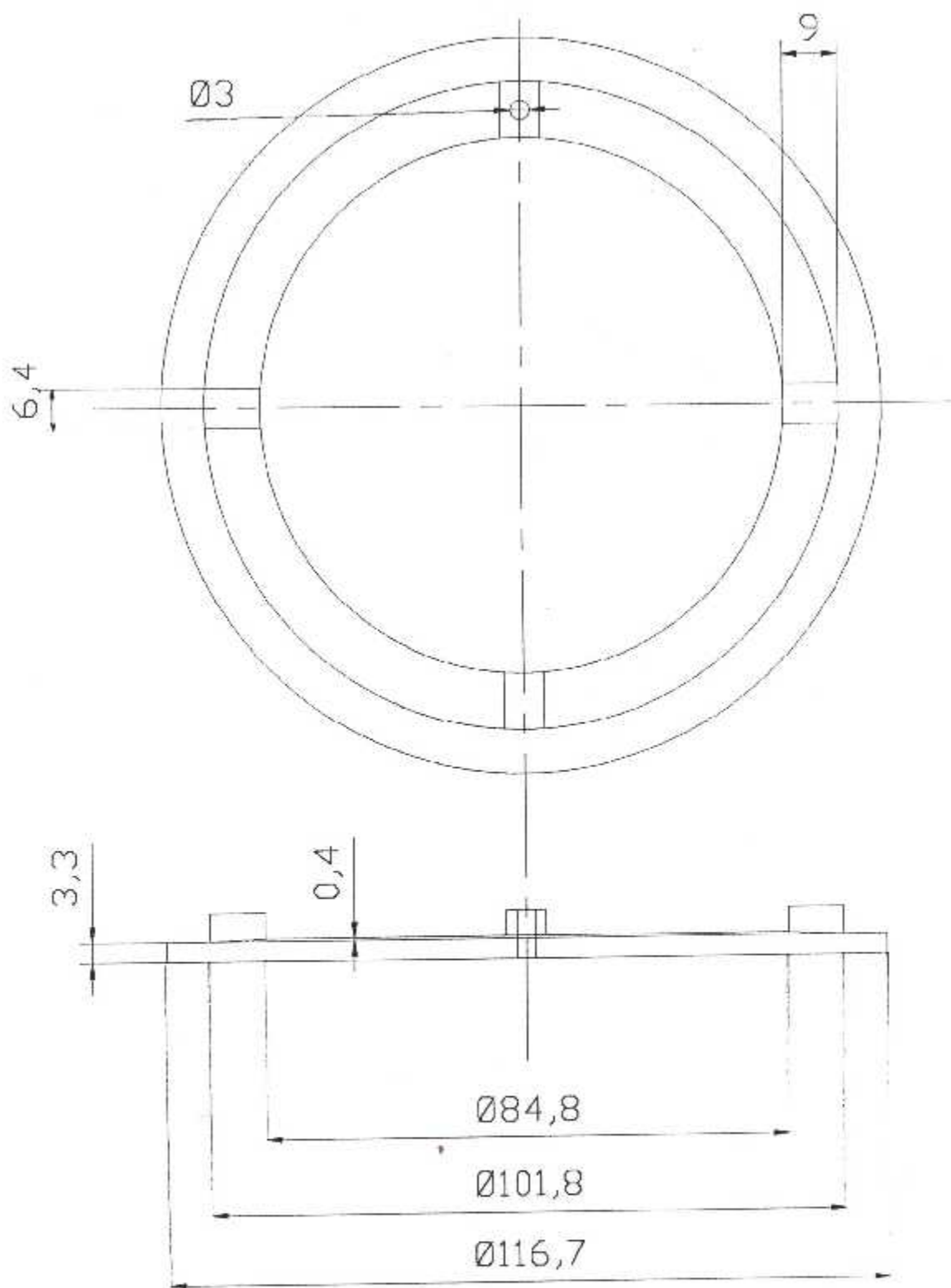
Cloison thermique
(par-feu)

3 ème Année
STRUCTURE



Dessin N° : 09

Le 10 06 2003



Université de blida

Institut d'Aéronautique

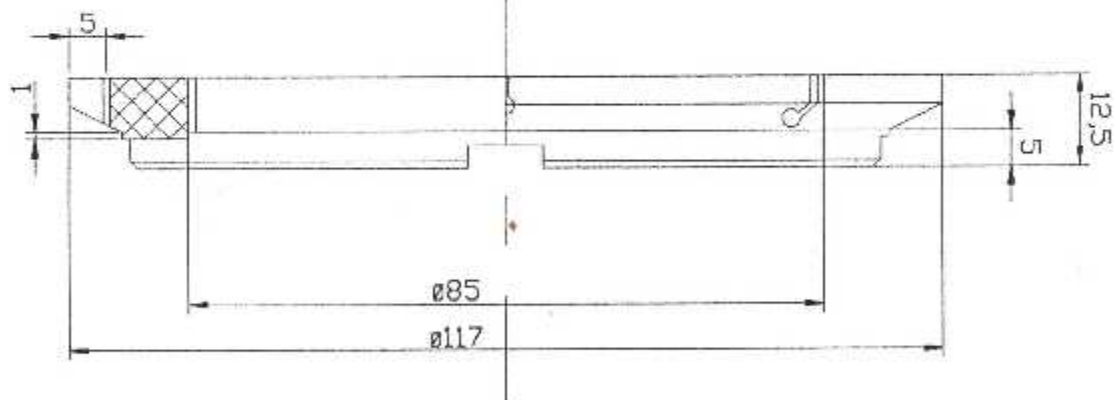
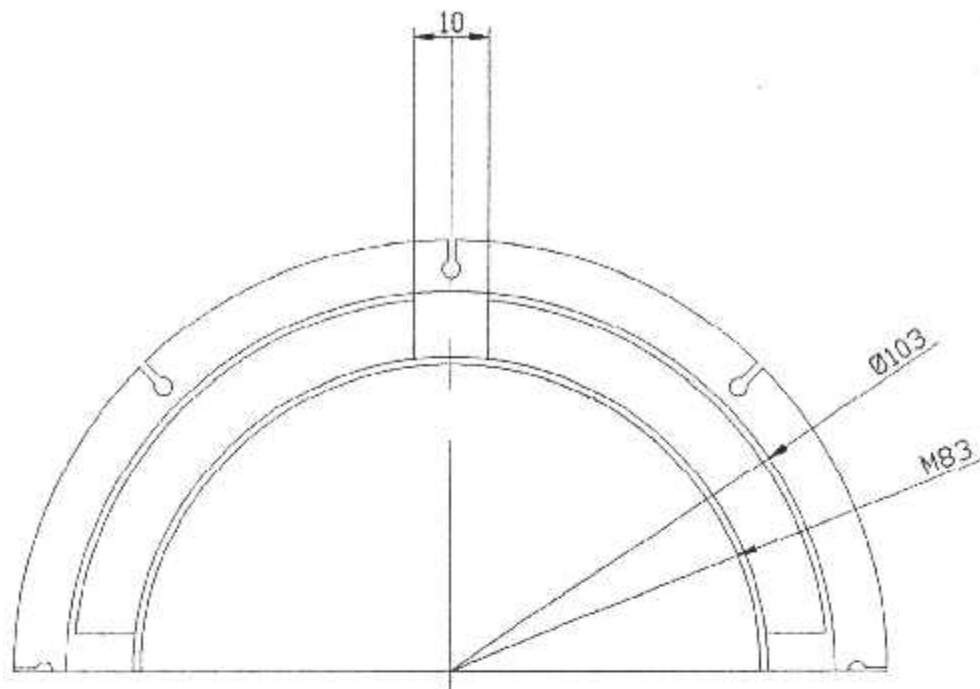
Echelle : 1/1

Joint de serrage

3 ème Année
STRUCTURE

Dessin N° :

Le 10 06 2003



Université de blida

- Institut d'Aéronautique

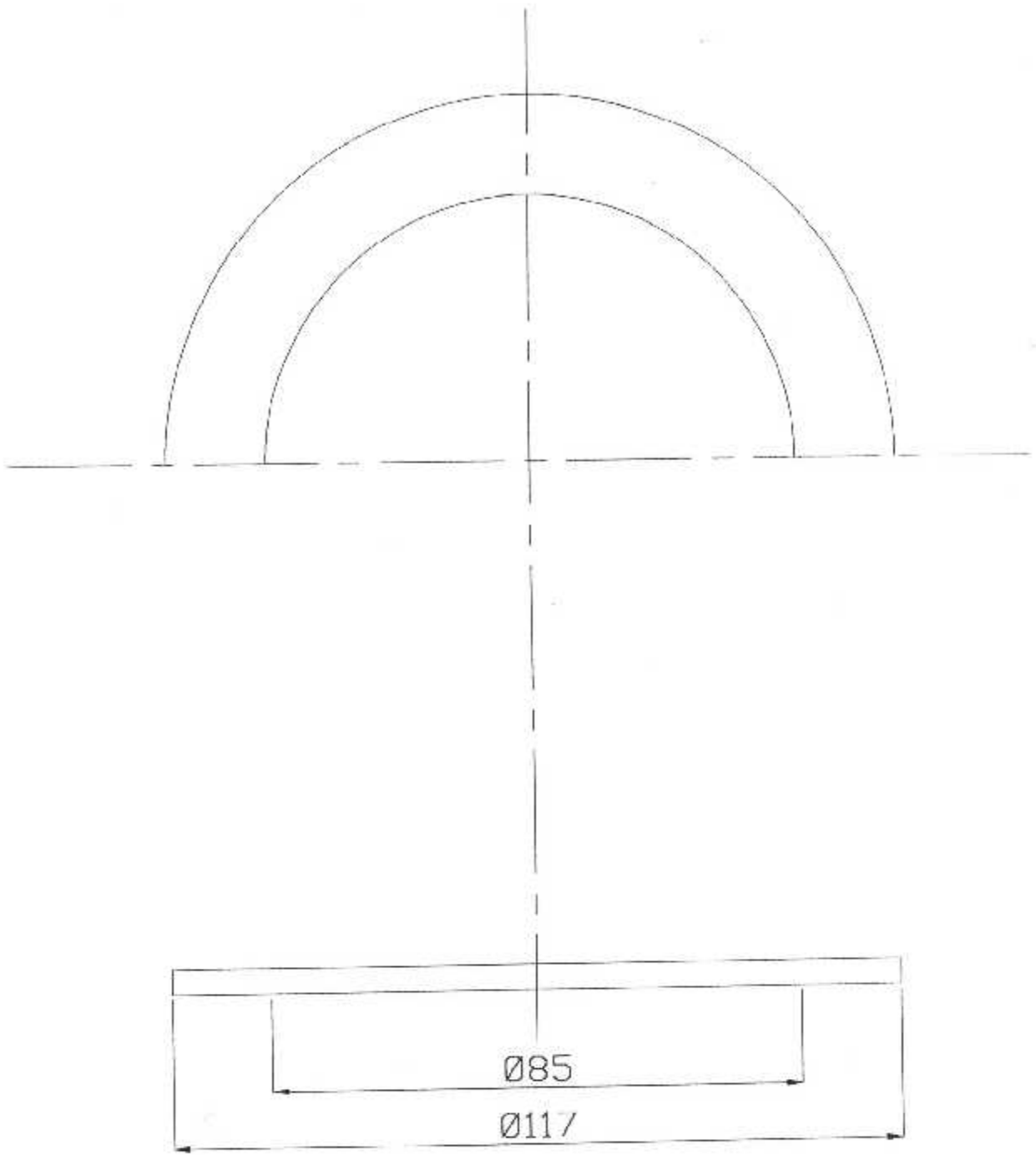
Echelle : 1/1

Câle

3 ème Année
STRUCTURE

Dessin N° : 16

Le 10 06 2003



Université de blida

Institut d'Aéronautique

Echelle : 1/1

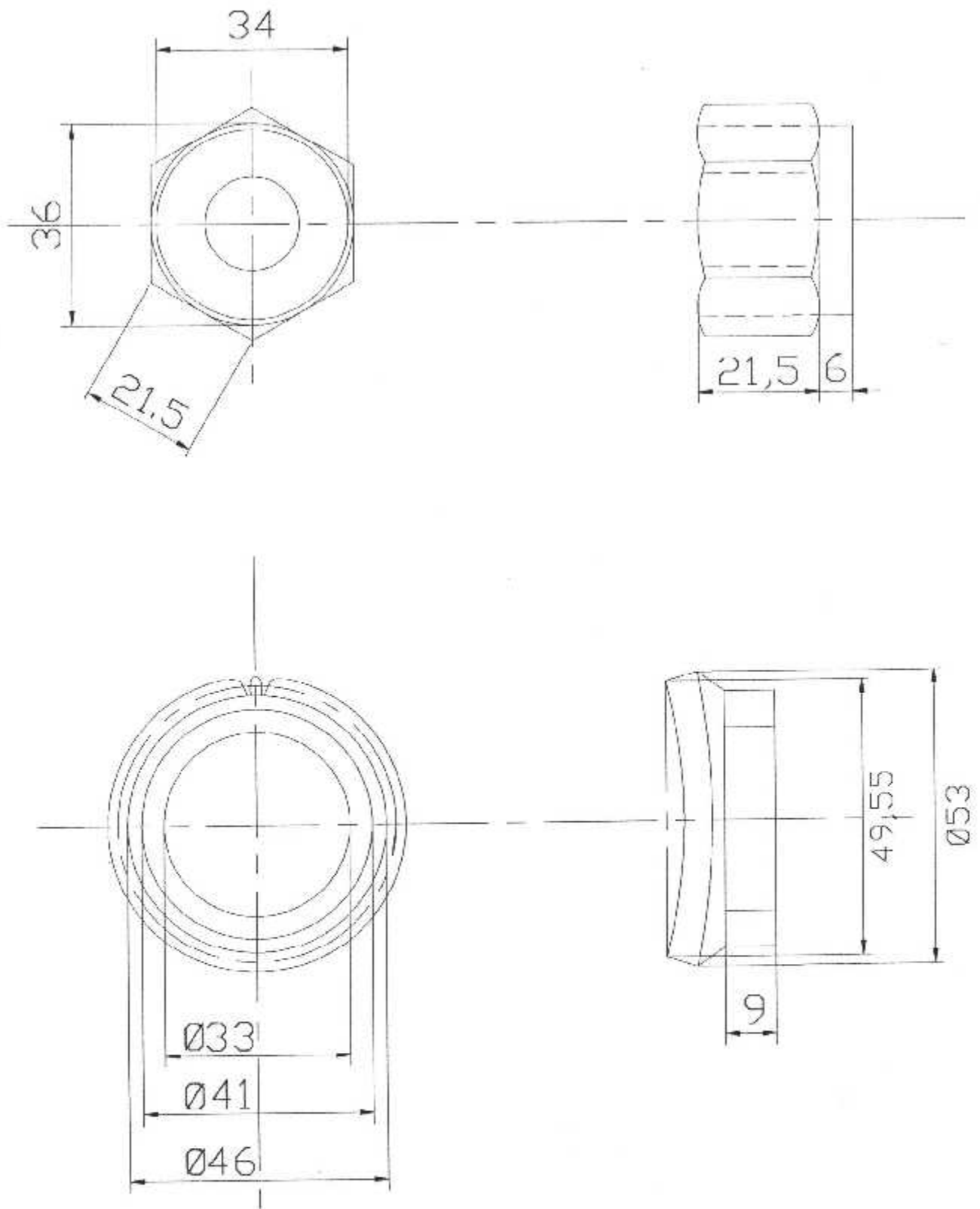
Joint de serrage

3^{ème} Année
STRUCTURE



Dessin N° : 15

Le 10 06 2003



Université de blida

Institut d'Aéronautique

Echelle : 1/1

Ecrou de serrage
Pignon de transmission

3 ème Année
STRUCTURE



Dessin N° : 01

Le 10 06 2003

CHAPITRE III

CIRCUIT DE GRAISSAGE

CIRCUIT DE L'HUILE

III.1 – Généralités :

Chaque moteur doit comporter circuit de l'huile pouvant lui fournir une quantité de l'huile approprié à une température qui ne dépassant pas la température de sécurité pour une utilisation continue.

La capacité de l'huile ne doit pas être inférieure à une valeur correspondante au produit de l'autonomie de l'avion, dans les conditions de l'huile normale admissible approuvée dans les mêmes conditions majorées d'une marge convenables assurer la circulation dans le système.

III.2 – Rôle du circuit de l'huile :

Le circuit de l'huile a pour but :

- a) La lubrification.
- b) Le refroidissement.
- c) Nettoyage des paliers.

III.3 – Rôle de chaque élément constituant le circuit :

III.3.1 – RESERVOIR :

Le réservoir de liquide hydraulique est un élément fondamental de tout système hydraulique.

Sa fonction essentielle soit de garder en réserve une certaine quantité de fluide nécessaire au fonctionnement du système.

III.3.2 – POMPE DE PRESSION :

La pompe a le pouvoir d'aspirer l'huile du réservoir et de l'envoyer sous pression dans le circuit.

Pompe à engrenages : (figure III.1)

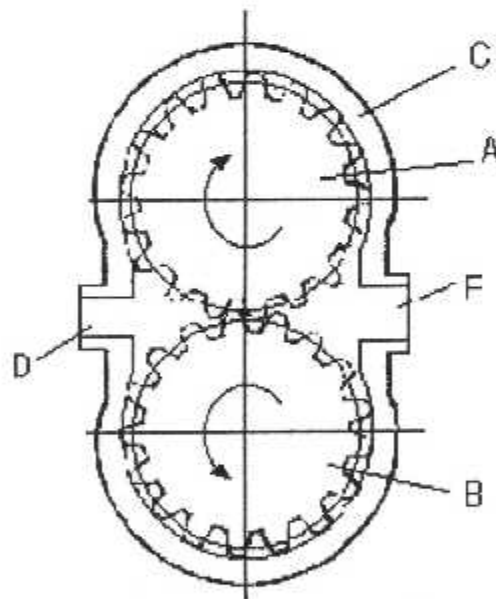
Cette pompe est constituée par un couple d'engrenages en prise. Les deux engrenages ont le même nombre de dents, et même module. L'engrenage A est moteur et fait tourner B. Les engrenages sont placés

dans un carter C qui les enveloppe avec précision sur leur périphérie. Dans ce carter on remarque deux chambres D et E qui communiquent respectivement avec la conduite d'aspiration et la conduite de refoulement.

Durant la rotation, les deux engrenages tournent en sens inverses, interceptent l'huile entre les dents et le carter et l'entraînent vers la chambre de refoulement E.

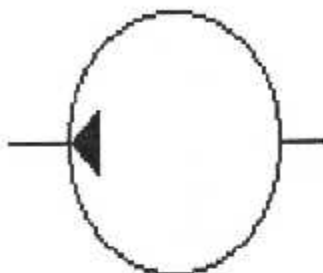
Dans la chambre D se crée une dépression qui oblige l'huile du réservoir à entrer dans la pompe.

L'huile de la chambre de refoulement ne pas refouler vers la chambre d'aspiration parce que dans la zone d'engrènement les dents des deux roues sont en contact et empêchent de ce fait le mouvement de reflux.



fig(III.1) Pompe à engrenages

Présentation symbolique de la pompe à engrenage :



III.3.3 – FILTRE : (fig III.2)

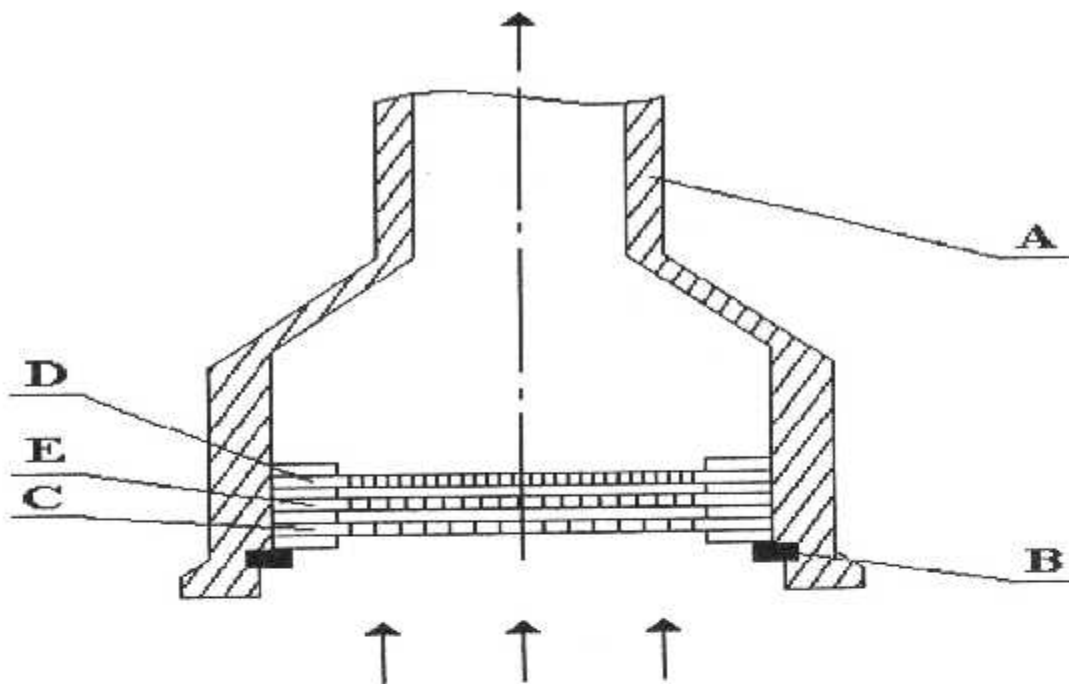
Le filtre sert à retenir les plus grosses impuretés contenues dans l'huile. Ces impuretés solides perturberaient la distribution, la régulation et le fonctionnement des organes du circuit, en raison des dépôts sales qu'elles laisseraient

Il existe de nombreux modèles de filtres.

Un des plus simples et des plus utilisés est constitué par un cylindre évasé formant bassin et dans lequel sont placées des toiles métalliques maintenues à écartement par des anneaux renforcés. Un circlips maintient l'élément filtrant en place dans son logement.

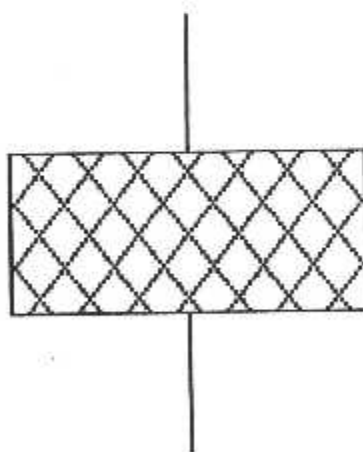
Les barres de renfort sont nécessaires parce qu'en cas d'obstruction provoquée par des dépôts sur une toile, celle-ci se déformerait à cause de la dépression créée par l'aspiration de la pompe.

- A cylindre évasé (cloche) ;
- B circlips qui maintient les toiles et les anneaux intercalaires ;
- C filtre à mailles larges ;
- D filtre à mailles moyennes ;
- E filtre à mailles serrées.



fig(III.2) Filtre

Présentation symbolique de filtre:



III.3.4- SOUPE DE SURETE A TIROIR DE BY-PASS ,TYPE I53-2

III.3.4.1- Destination :

La soupape de sûreté à tiroir de by-pass est destinée à maintenir une pression stable dans le système hydraulique et le protéger contre des surcharges ainsi que le décharger de la pression.

III.3.4.2- Construction et fonctionnement.(voir fig II.3)

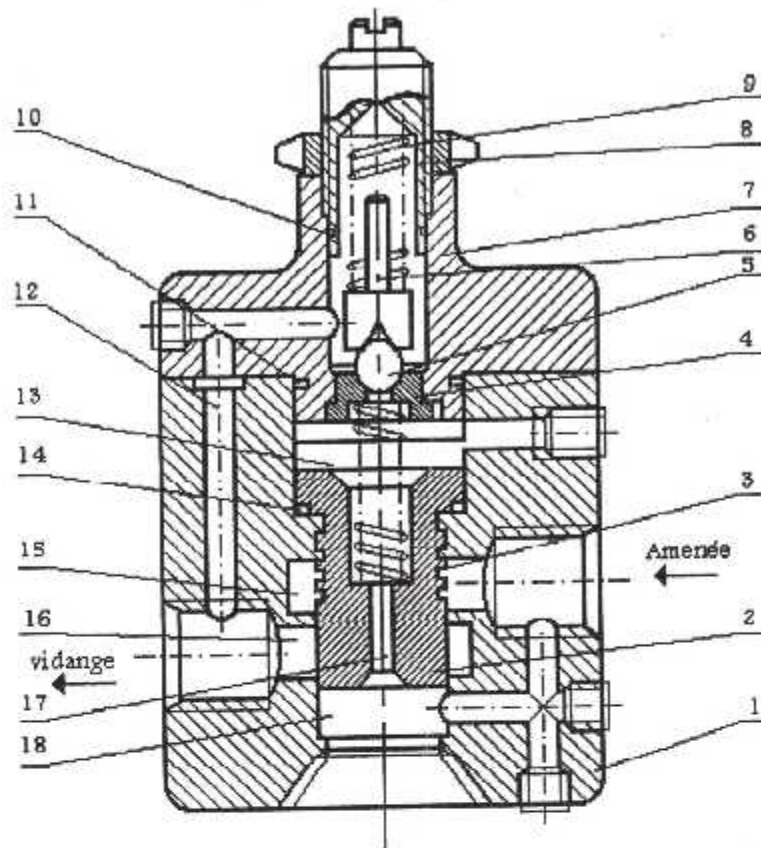
La soupape de sûreté à tiroir de by-pass est constituée d'un corps 1, d'un tiroir de by-pass 2, des ressorts 3 et 9, des sièges 4 et 6, d'une bille 5, d'un couvercle 7 et d'une vis de réglage 8. l'huile est amenée à la cavité 15 et évacuée par la cavité 16.

Jusqu'à ce que la pression sur la bille 5 ne dépasse pas la valeur d'effort pour laquelle est réglé le ressort 9, la bille 5 est serré contre le siège 4 et la pression dans la cavité 13 est identique à celle qui règne dans le système .

Grâce à l'action du ressort 3 et à la pression dans la cavité 13 le tiroir 2 est à la position inférieure extrême.

Les cavités 15 et 16 sont désunies et le passage d'huile du système est coupé. dès que la pression d'huile dans le système hydraulique se sera élevée et aura dépassé l'effort du ressort 9, la bille 5 se reculera du siège 4 et l'huile ,en petite quantité, coulera de la cavité 13 par la soupape à bille et le trou 12 à la chambre 16 et à la vidange de la cavité 18 l'huile va à travers l'orifice d'amortissement 17 vers la cavité ; le passage de l'huile par ce trou d'amortissement assure une chute de pression dans la cavité 13 par rapport aux 14 et 18.

Cette différence de pression engendre un effort qui déplace le tiroir 2 en haut. L'huile sous pression coule de la cavité 15 à la cavité 16 et de cette dernière à la vidange , le mouvement du tiroir 2 a lieu jusqu' à ce que la pression dans les cavités 14 et 18 ne soit équilibrée avec celle qui règne dans la cavité 13 et avec l'effort du ressort 3 ; après cela une pression stable sera constamment maintenue dans la cavité 15.



fig(III.3) Soupape de sûreté

Présentation symbolique :

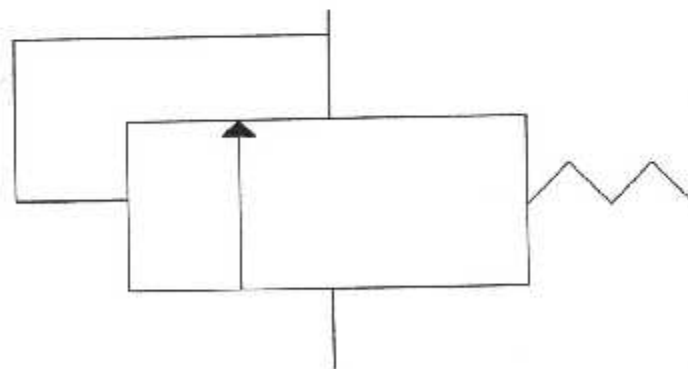


TABLEAU N°III.1 :

Rep	Désignation	Rep	Désignation
01	Corps	10	Bague d'étanchéité
02	Tiroir de by-pass	11	Bague d'étanchéité
03	Ressort	12	Trou
04	Siège	13	Cavité
05	Bille	14	Cavité
06	Siège	15	Cavité
07	Couvercle	16	Cavité
08	Vis de réglage	17	Trou d'amortissement
09	Ressort	18	Cavité

III.3.5- CLAPETS ANTI-RETOUR :

Un clapet anti-retour simple permet le libre débit dans un sens et arrête le débit dans le sens opposé.

On utilise fréquemment deux types dérivés du modèle simple qui sont le clapet anti-retour avec gicleur incorporé et le clapet anti-retour piloté.

Le clapet anti-retour avec gicleur incorporé permet le libre débit dans un sens, et un débit limité dans l'autre sens.

Le clapet anti-retour piloté fonctionne comme un clapet de type simple, mais peut s'ouvrir sous l'action d'une pression-pilote afin de permettre le débit de retour.

CLAPET ANTI-RETOUR SIMPLE :

Ces appareils peuvent être de type à (angle droit) ou de type (droit) suivant la position de leurs orifices d'écoulement. Ils fonctionnent de la même façon et sont constitués par un corps dont les orifices d'entrée et de sortie soit en ligne, clapet (droit), soit à 90°, clapet à (angle droit) (voir figure III.4 et III.5).

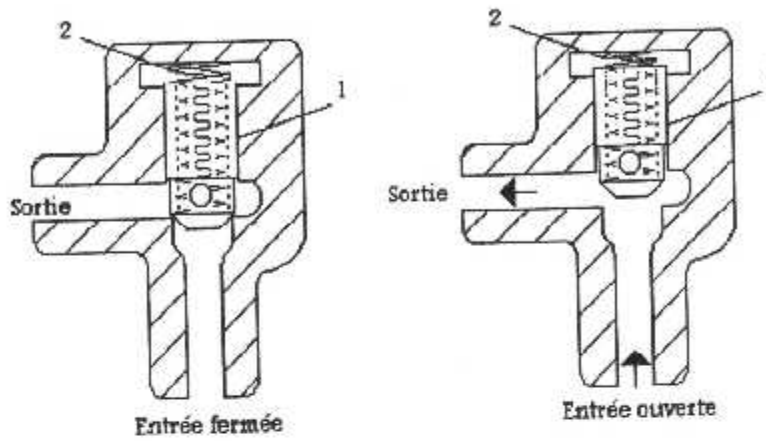
Le débit pénétrant dans le clapet anti-retour rencontre le clapet conique repoussé sur le siège par un ressort d'une force déterminée.

Cette force entraîne une élévation de pression du liquide en entrée, pression qui provoque sur le clapet une force suffisante pour contrebalancer la force du ressort. Le clapet s'ouvre pour permettre l'écoulement libre du débit par l'orifice de sortie, à une pression déterminée par la force du ressort.

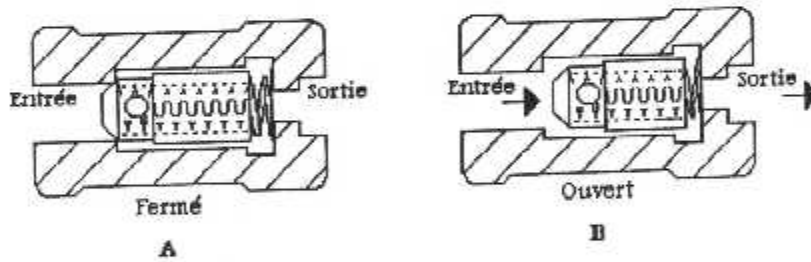
Lorsque le sens du débit est inversé, c'est-à-dire lorsqu'il pénètre par l'orifice de sortie, la pression de liquide renforce l'action du ressort pour maintenir le clapet assis sur son siège et le clapet anti-retour est bien fermé.

Ces appareils sont classés d'après la valeur de leur pression d'ouverture, pression qui dépend de la force du ressort. Dans les applications courantes on utilise un ressort exerçant une force faible qui dans toutes les positions de l'appareil assure un bon contact entre le clapet et son siège. Les clapets anti-retour à ressort de force élevée, sont utilisés très

fréquemment, pour conserver une pression pilote dans un circuit hydraulique.

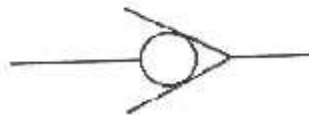


fig(III.4) Clapet anti-retour à angle droit



fig(III.5) Clapet anti-retour droit

Présentation symbolique :



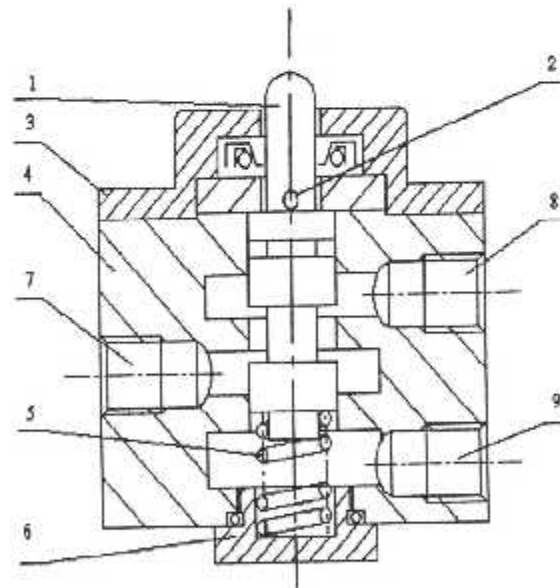
III.3.6-DISTRIBUTEUR A TIROIRS DE COMMANDE 3HK-I C3-242**III.3.6.1- BUT :**

Le tiroir 3 HK-I C3-242 sert à inverser le courant d'huile venant aux appareils hydraulique ou aux mécanisme exécutifs.

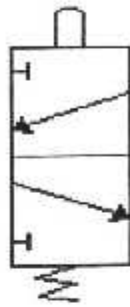
III.3.6.2- CONSTRICTION ET FONCTIONNEMENT (voir figIII.6)

Le tiroir est constitué des composants ci-dessous :
Tiroir 1, couvercle 3, corps 4, ressort 5, bouchon 6.

Sous l'action du ressort 5 le tiroir 1 prend la position supérieur extrême à laquelle l'huile provenant de la ligne de refoulement coule vers le trou 7. Puis elle passe par le trou 8 dans l'une des cavités du mécanismes exécutifs. Le tiroir 1 se déplace en bas sous l'influence de la came ou de la butée l'huile coulant du mécanisme au réservoir par les trou 2 et 9.



Fig(III.6) Distributeur a tiroirs

Présentation symbolique :TABLEAU N°III.2:

Rep	Désignation	Rep	Désignation
01	Tiroir	06	Bouchon
02	Trou	07	Trou
03	Couvercle	08	Trou
04	Corps	09	Trou
05	Ressort		

III.3.7- ETRANGLEUR ACY-O C7-1:**III.3.7.1-But:**

L'étrangleur ACY-O C7-1 sert à régler la consommation d'huile.

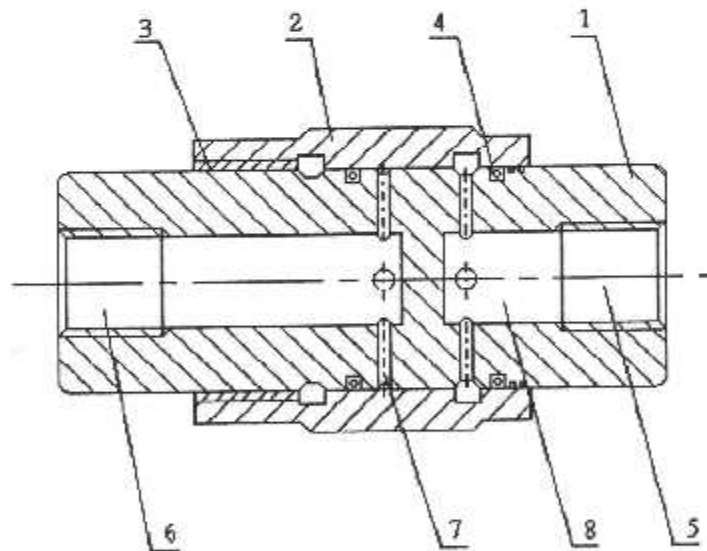
III.3.7.2- Construction et fonctionnement.(voir figIII.7) :

l'étrangleur constitué d'un plongeur 1 et d'un corps 2.

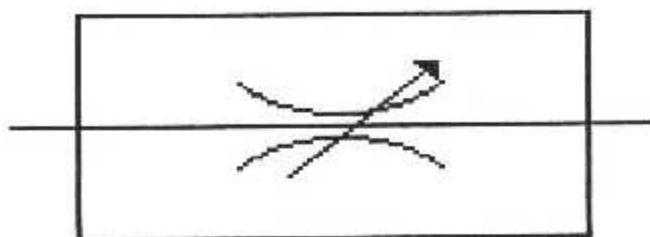
Le plongeur est visée dans le corps, fixé par la bague élastique 3 et étanchéifié à l'aide des deux bagues en caoutchouc 4.

L'huile arrivé à l'orifice 6 et par le trou 7, sur la fente formée par la gorge de corps 2, et de trou 7, coule à la cavité 8 et puis, à travers l'orifice 5, va à la vidange.

Lorsque l'on visse le corps 2 sur le plongeur 1 on agrandit la section de passage entre le trou 7 et la cavité 8 ; par conséquent la consommation d'huile augmente.



fig(III.7) Etrangleur

Présentation symbolique :**TABLEAU N°III.3 :**

Rep	Désignation	Rep	Désignation
01	Plongeur	05	Orifice
02	Corps	06	Orifice
03	Bague élastique	07	Trou
04	Deux bague en caoutchouc	08	Cavité

III.3.8- L'échangeur de chaleur huile/carburant :

Fonctionnement normal :

Le but de l'échangeur de chaleur est de refroidir l'huile de graissage de moteur pour chauffer le carburant.

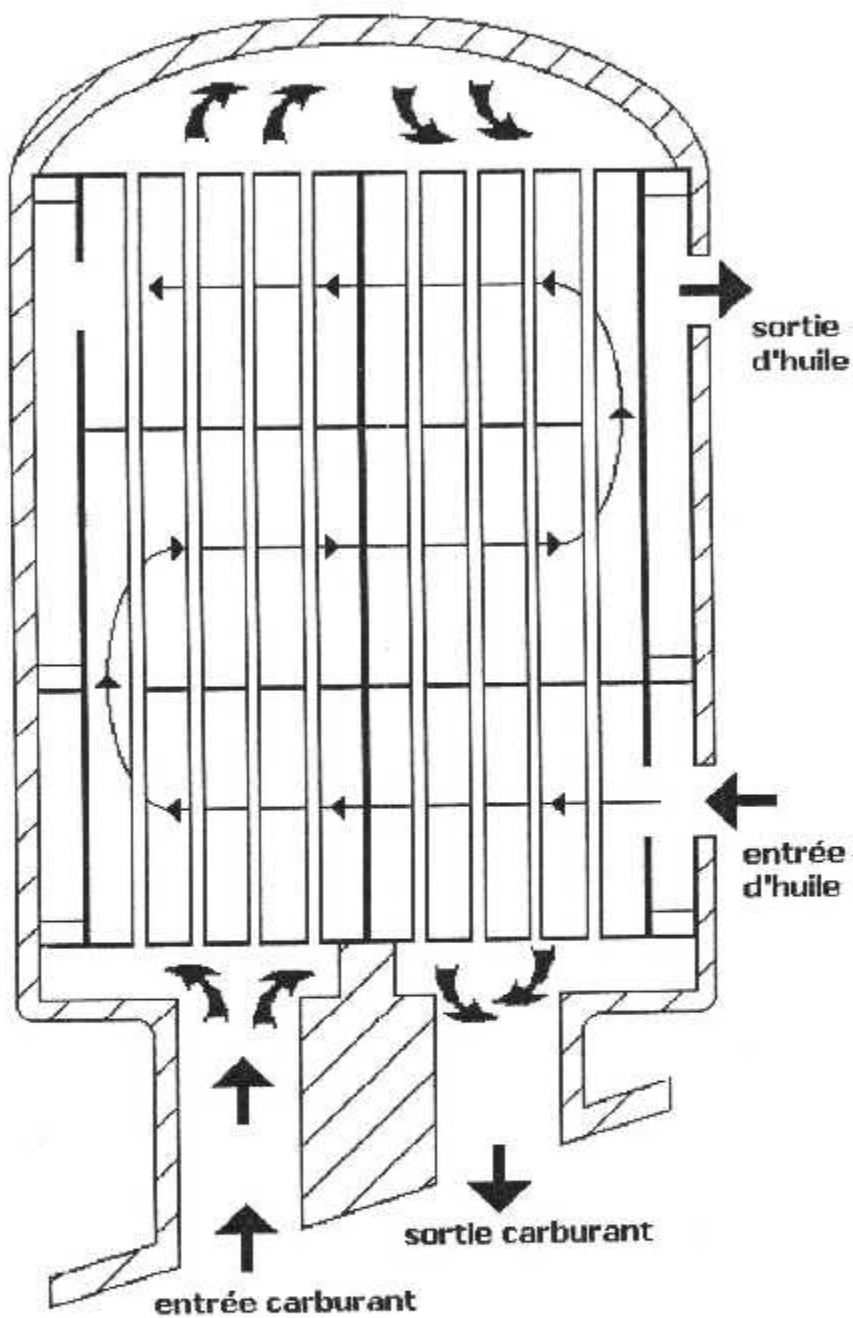
Le carburant circule sans interruption dans les tubes des noyau. Il entre par un orifice d'admission et coule le long du noyau. Lors de contact avec ce dernier, l'huile refroidie.

Ensuite après avoir été guidé par deux chicanes, l'huile sort par un orifice de sortie.

III.3.9 - Le radiateur air/huile :

Le radiateur air/huile utilise pour le transfert thermique de l'huile chaude du flux qui le traverse le processus de convection.

Si Le radiateur air/huile devient colmaté, une valve by passe de haute pression s'ouvre pour by passer l'huile l'IDG.



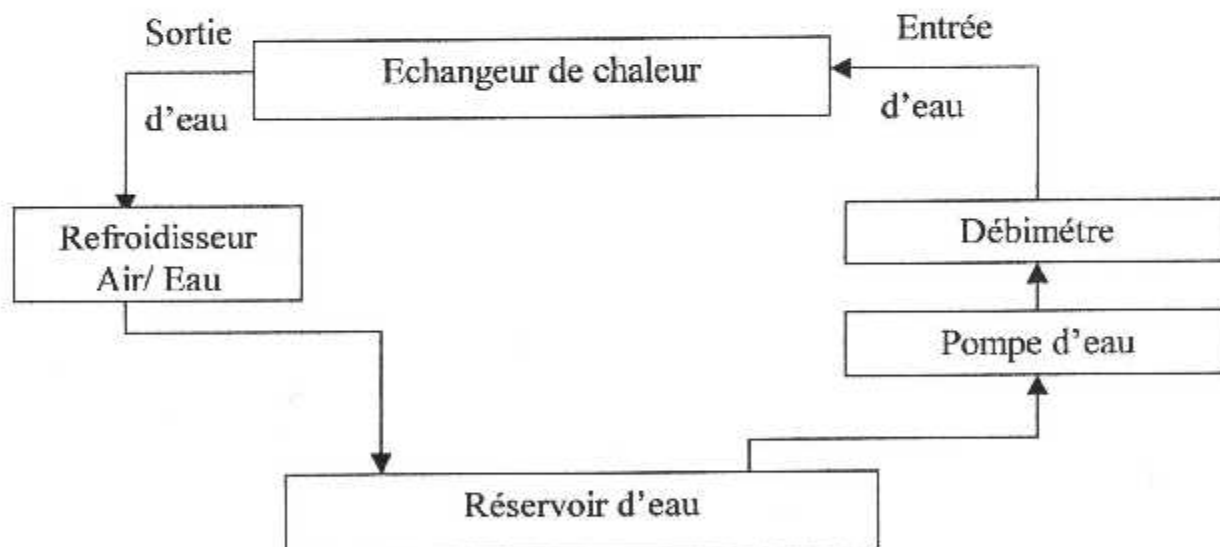
fig(III.8) Diagramme de l'échangeur de chaleur

III.3.10- Refroidisseur :

Il est composé :

- d'un refroidisseur air/niveau .
- d'un réservoir d'eau .
- d'une pompe .

le mécanisme de refroidissement est simple, l'eau chaude sortante de l'échangeur de chaleur passe à travers un refroidisseur (air/eau) pour la refroidit, ensuite elle est récupérée dans un réservoir pour être aspirée une autre fois par une pompe vers l'échangeur de chaleur .



III.4-Le principe de fonctionnement des circuits hydrauliques:

On peut étudier le principe de fonctionnement par deux méthode différents :

III.4.1- Selon la loi de pascal : [?]

Prenons deux cylindres de différents diamètres, ou se déplacent deux pistons dans le sens vertical (voire fig III.9).

Les pressions des différents sections sont égales à :

$$P_1 = F_1/S_1 = F_1/(D_1^2/4) \quad (II.1)$$

$$P_2 = F_2/S_2 = F_2/(D_2^2/4) \quad (II.2)$$

On a :

$$P_1 = P_2 \Leftrightarrow F_2 = F_1 (D_2^2 / D_1^2) \quad (II.3)$$

Où :

- P_1, P_2 Les pressions agissantes sur les pistons.
- F_1, F_2 Les forces appliquées sur les différents pistons.
- D_1, D_2 Les différents diamètres.

La loi de pascal :

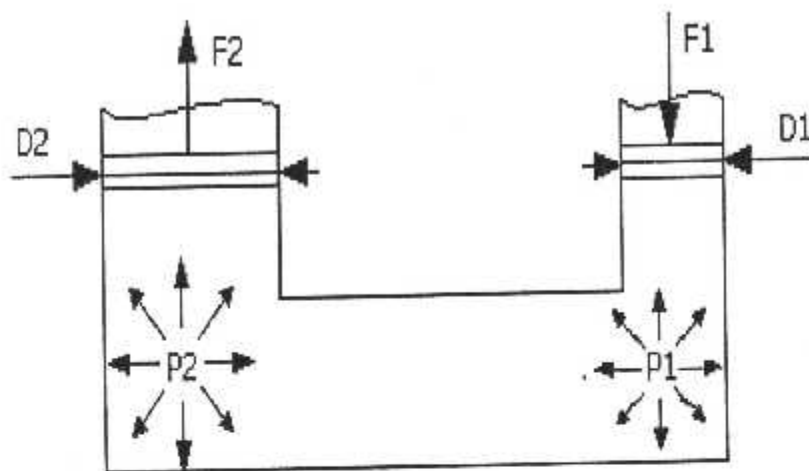
Liquide dans un système donné et nous créons une certaine pression à l'intérieur du fluide ,cette dernière doit agir dans toute les directions avec la même valeur.

Dans les systèmes utilisés ,à la place de petit piston on trouve une commande hydraulique (voir fig III.10)

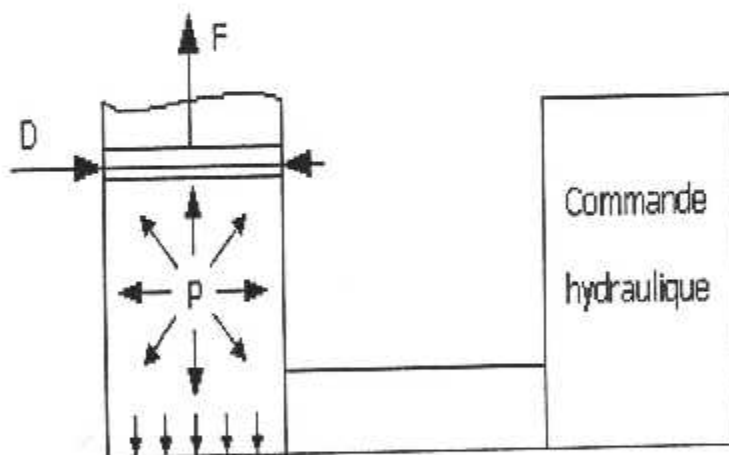
Dans ce cas la force (F) est égale à :

$$F = P.S = P.D^2/4 \quad (III.4)$$

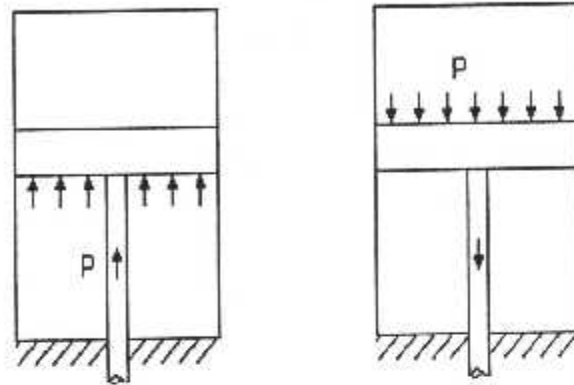
La commande sert à créer une pression d'huile suffisant pour assurer la force nécessaire du circuit de lubrification .



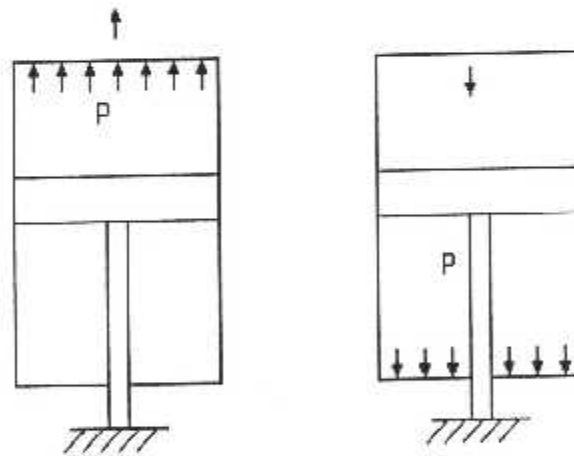
fig(III.9)



fig(III.10)



fig(III.11.1) Piston mobile, cylindre immobile.



fig(III.11.2) Piston immobile, cylindre mobile.

III.4.2 - Principe de fonctionnement de la commande hydraulique objet d'étude :(fig III.12)

- La pompe (2) s'ouvre , l'huile traverse la conduite (C1), atteindra le distributeur (3) par la conduite (C2) dans de ce cas la pression est absente de système .

- En appuyant sur la commande de fonctionnement électrique du circuit hydraulique , en fera travailler l'électro-aimant(10).

Le distributeur contient deux positions :

1 .Le distributeur alimente la conduite (C3) pour tester la pression de l'huile,qu'en nommer essai à vide .

2 .Le distributeur alimente la conduite (C4) , l'huile passe par la soupape de sûreté et le clapet anti-retour , en suite par les filtres (7)et(8) arrive au graisseur qui alimente les appuis à roulement .

Le surplus de l'huile se collecte par la conduite (C6) à travers un refroidisseur (9) et au bac par la conduite (C7),cette récupération du surplus on peut la nommer : récupération par centre de gravité .

CHAPITRE IV

REALISATION

ETUDE THEORIQUE DES ELEMENTS DU BANC D'ESSAI

IV.1 – GENERALITES :

Un circuit hydraulique précis est l'un des documents les importants qui accompagnent la machine à faire marchée (moteur).

Les indications figurant sur le schéma hydraulique sont essentiel pour bien comprendre le fonctionnement du moteur et pour assurer son installation et son dépannage.

IV.2 - INSTALLATION DE LA POMPE :

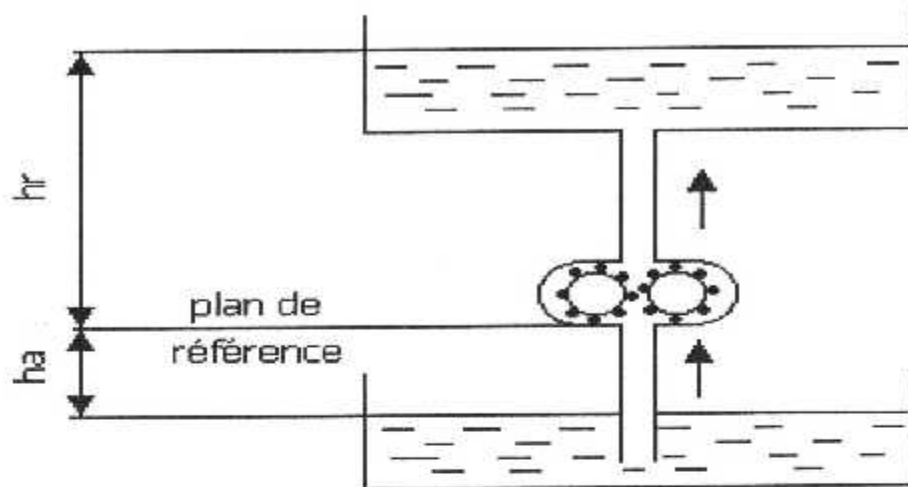
IV.2. 1- INTRODUCTION :

La pompe c'est une machine destinée à transformer l'énergie mécanique d'un moteur en énergie hydraulique, le plus souvent, il s'agit de faire passer un liquide d'un niveau de pression initial à un autre plus élevé.

IV.2.2 – GRANDEURS ET CARACTERISTIQUES :

Les principaux grandeurs caractéristiques dans une installation contenant une pompe sont :

- Le plan de référence : plan à duquel sont mesurées les différentes hauteur, qu'elles soient géométrique, manométriques, pratique d'aspiration, de charge, de refoulement, etc...
- La hauteur géométrique d'aspiration (h_a) : (figIV.1) distance vertical qui sépare le niveau du liquide à l'aspiration, du plan de référence.



*fig(IV.1) Pompe en aspiration
(plan de référence au-dessus du niveau du liquide à véhiculer).*

- La hauteur pratique d'aspiration (H_a) : hauteur d'aspiration qui, pratiquement, ne dépend que des conditions de l'installation à l'exclusion de la pompe. C'est la somme de la hauteur géométrique d'aspiration (h_a) et des pertes de charge linéaires et singulières (Δp_a) au début (q), dans la conduite d'aspiration.

$$H_a = h_a + \Delta p_a \quad (IV.1)$$

- La hauteur manométrique d'aspiration (M_a) : lorsque la pompe est en aspiration, lecture faite sur un manomètre gradué en hauteur de dépression (vacuomètre), corrigée de la distance verticale entre le plan de référence de la pompe et le point de la tuyauterie où est branchée la prise de l'appareil.

Cette lecture est la somme de la hauteur géométrique d'aspiration (h_a), des pertes de charge (Δp_a) au débit q dans la conduite d'aspiration et la hauteur due à la vitesse du liquide ($Um_a^2/2g$) (ou hauteur dynamique), dans la section de la tuyauterie où se trouve branchée la prise du vacuomètre :

$$M_a = h_a + \Delta p_a + Um_a^2/(2g) \quad (IV.2)$$

Avec g : accélération de la pesanteur.

- La hauteur géométrique de refoulement (h_r) (figIV.1) distance verticale qui sépare le niveau de liquide dans le réservoir de refoulement du plan de référence.

- La hauteur pratique de refoulement : hauteur de refoulement qui pratiquement, ne dépend que des conditions de l'installation. Elle est la somme des termes suivants :

- Hauteur géométrique de refoulement (h_r) .
- Pertes de charge dans la conduite de refoulement (Δp_r)
- Hauteur dynamique à l'arrivée dans le réservoir de refoulement $Um_r^2/(2g)$

$$\text{Soit : } H_r = h_r + \Delta p_r + Um_r^2/(2g) \quad (IV.3)$$

- La hauteur manométrique de refoulement (M_r) : lecture faite sur un manomètre gradué en hauteur de pression, et déposé sur le refoulement de la pompe, corrigée de la distance verticale entre le plan de référence et le pivot de l'aiguille indicatrice de l'appareil. Cette grandeur est la somme des termes suivants :

- Hauteur géométrique de refoulement (h_r).
- Pertes de charge dans la conduite de refoulement (Δp_r)
- Hauteur dynamique à l'arrivée dans le réservoir de refoulement $Um_r^2/(2g)$

$$\text{Soit : } h_r + p_r + p + \frac{U_{m_r}^2}{2g} \quad (\text{IV.4})$$

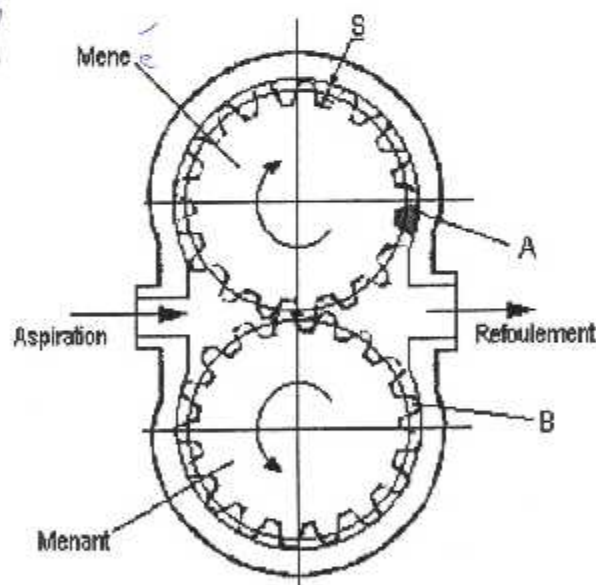
Total duquel il convient de réduire la hauteur dynamique à la hauteur de la prise du manomètre $\frac{U_{m_r}^2}{2g}$ d'où

$$M_r = h_r + \Delta p_r + p + \frac{U_{m_r}^2}{2g} - \frac{U_{m_m}^2}{2g} \quad (\text{IV.5})$$

IV.2.3 LES ESTIMATIONS THEORIQUES :

IV.2.3.1 LA POMPE :

Considérons la figure (IV.2) relative à une pompe à deux pignons identique à denture droite, l'un étant « menant » et l'autre « mené » .



fig(IV.2) Pompe à engrenage élémentaire

- Denture droite :

Utilisons les notions suivants

D : diamètre primitif de fonctionnement de chacun des pignons (mm) .

D_s : diamètre de tête des pignons (mm) .

S : saillie (mm) .

Z : nombre de dents .

M : module de fonctionnement = D/Z .

b : largeur de denture (mm) .

N : rotation en (tr/mn) .

q : débit de pompe en (m^3/mn) .

a) type d'entraînement :

Le système entraînement utilisé est moteur électrique comportant les caractéristiques suivants :

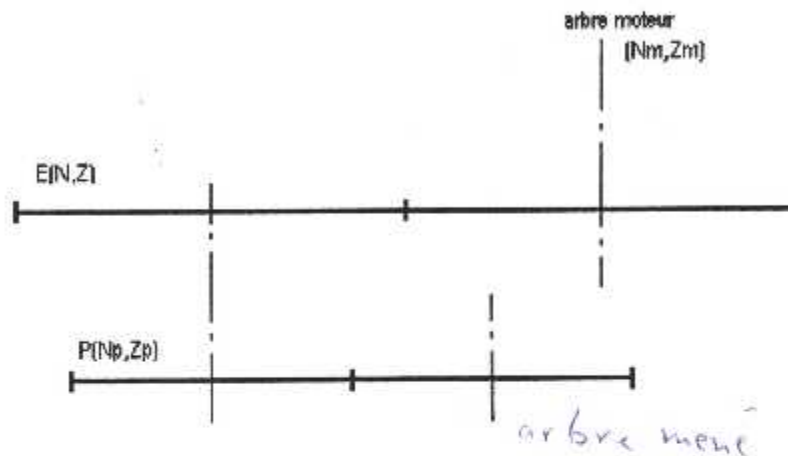
- La puissance ($P = 0.25 \text{ kw}$) .
- La vitesse de rotation maximale $N_m = 1380 \text{ tour/mn}$.

b) Transmission moteur-pompe :

C'est une transmission directe .

IV.2.3.2 - FONCTIONNEMENT DE LA POMPE :

a) Schéma fonctionnel :



fig(IV.3) Schéma fonctionnel de la Pompe

E : engrenage d'entraînement .

P : pompe .

N_m, N, N_p : leur vitesse de rotation .

Z_m, Z, Z_p : leur nombre de dents .

b) Rapport de transmission :

Nous avons vu que la transmission moteur-pompe est directe , il nous reste à déterminer le rapport de transmission dans la pompe ou précisément entre l'engrenage d'entraînement et la pompe .

D'après le schéma fonctionnel de la pompe :

$$N/N_m = Z_m/Z \quad (IV.6)$$

$$N = Z_m \cdot N_m / Z \quad (IV.7)$$

Et :

$$N = N_p$$

D'où :

$$N = 0,52 N_m$$

c) Détermination de la vitesse maximal admissible en considérant la viscosité de l'huile de lubrification : [?]

La viscosité du liquide à pomper détermine la vitesse tangentielle limite (V) exprimée en mètre par seconde (d'une pompe à engrenage élémentaire) :cette vitesse correspond à une vitesse maximal de rotation de la pompe (N)(tours/s) ; qui correspond à son tour à une vitesse de rotation maximale du moteur (N_m) :

$$N = V \cdot 60 / D \cdot \pi \quad (IV.7)$$

Avec D : diamètre primitif de la pompe ;

TABLEAU N°IV.1 :

Viscosité °E	V (m/s)	D (m)	N maximale (tours/m)	N _m maximale (tours/m)
2	6		4092,555	7870,288
2,73				
5	5,5		3751,509	7214,441
10	5	28.10 ⁻³	3410,463	6558,582
17,11				
20	4		2728,37	5246,866
21,06				
40	2,8		1909,859	3672,806
60	2,1		1432,394	2754,604
100	1,5		1023,138	1967,574

IV.3- L'HUILE DE LUBRIFICATION :

Nous avons utilisé l'huile pour moteur à essence :NAFTILIA SAE 20W50 .

a) Propriétés :

Huile contenant des additifs détergent/dispersant pour moteur à essence diesel non suralimentés , elle possède une parfaite résistance à l'oxydation et à la corrosion .

b) Caractéristiques typiques :

Notre huile comporte les caractéristiques suivants :

- Densité moyenne à 15 °C : 0,881
- Point d'éclaire : 228 °C
- Point d'écoulement : -24 °C
- Les viscosité cinématique et empirique sont données dans le tableau (IV.2) en fonction de la température :

TABLEAU N°III.2 :

<i>Température (°c)</i>	<i>Viscosité cinématique (C.ST)</i>	<i>Viscosité empirique (°E)</i>
40	158	21,06
50	130	17,11
98,88	19	2,75
100	17,3	2,7

c) Constatations :

Vu les changement d'état que peut manifester une lubrification, la température de l'huile doit être inférieure au point éclair (228 °C) et supérieure au point de congélation (-24 °).

La viscosité de l'huile utilisé diminue de (21,06 °E) jusqu'à (2,7 °E) dans une plage de température allant de [40 °C à 100 °C].

A partir du tableau (IV.2), on constate que ces viscosités correspondent à des vitesses maximales admissibles supérieures à la vitesse de rotation du moteur utilisé.

Par conséquent, il n'y a pas de risque d'utiliser la pompe adapté.

Pour des mesures de sécurité de l'installation, la température de l'huile est contrôlée, et ne doit pas dépasser le voisinage de (60 °C).

IV.4 - LE DEBIT DE REFOULEMENT : [?]

a- Calcul de débit théorique (Q_{th}) pour la pompe

$$q_{th} = N \cdot 2\pi \cdot D \cdot S \cdot b \quad (IV.8)$$

avec :

$$S = 0,95 \times \text{module} = 0,95 \cdot 4 = 3,8$$

La résultat est affiché dans le tableau (IV.3)

d- Calcul du débit effectif (q) :

$$Q = Q_{th} \cdot \eta_v \quad (IV.9)$$

Avec :

$$* \quad \eta_v = 0,85 \quad \text{si} \quad 10 \text{ bar} < p < 40 \text{ bar}$$

$$* \quad \eta_v = 0,90 \quad \text{si} \quad p < 10 \text{ bar}$$

Nous avons effectué les calculs pour les deux cas ; voir le tableau (V.3)

TABLEAU N°IV.3 :

N_m (tour/mn)	N (tour/mn)	Pompe $D = 28mm ; S = 3,8mm ; b = 8mm$		
		q_{th} (l/mn)	Q (l/mn)	
				$\eta_v = 0,85$
1380	717,6	3,837	3,261	3,453

- Pour un rendement volumétrique ($\eta_v = 0,85$) ; la pompe refoule du réservoir un débit de 3,261 litre par minute.

IV.5-ESTIMATION DES PUISSANCES : [?]

a) La puissance nécessaire à l'entraînement de la pompe :

Pour calculer la puissance nécessaire à l'entraînement de la pompe ; nous avons utilisé la relation suivante :

$$P = qp / (10^3) \quad (IV.10)$$

Avec :

- la puissance (P) est exprimée en [kw]
 - le débit (q) est exprimé en [l/s]
 - la pression (p) exprimée en [bar]
- pour le rendement total, nous avons considéré deux valeurs (0,4 et 0,6 bar) pour les basses pressions, et deux valeurs (0,5 et 0,75 bar) pour les hautes pressions. Voir tableau (IV.4.1) et (IV.4.2) .

Remarque :

Le calcul est effectuer pour la vitesse de rotation du moteur ($N_m = 1380 \text{ tours/mn}$) .

TABLEAU N°IV.4.1 :

P (bar)	q (l/s)		P (kw)	
	η_v		$\eta_t = 0,4$	$\eta_t = 0,6$
2,5	0,85	0,054	0,033	0,022
	0,90	0,057	0,035	0,023
5	0,85	0,054	0,067	0,045
	0,90	0,057	0,071	0,047
7,5	0,85	0,054	0,101	0,067
	0,90	0,057	0,106	0,071
10	0,85	0,054	0,135	0,09
	0,90	0,057	0,142	0,095

TABLEAU N°IV.4.2:

P (bar)	q (l/s)		P (kw)	
	η_v		$\eta_t = 0,5$	$\eta_t = 0,75$
15	0,85	0,054	0,162	0,108
	0,90	0,057	0,171	0,114
20	0,85	0,054	0,216	0,144
	0,90	0,057	0,228	0,152
25	0,85	0,054	0,27	0,18
	0,90	0,057	0,285	0,19
30	0,85	0,054	0,234	0,216
	0,90	0,057	0,342	0,228
35	0,85	0,054	0,378	0,252
	0,90	0,057	0,399	0,266
40	0,85	0,054	0,432	0,288
	0,90	0,057	0,456	0,304
45	0,85	0,054	0,486	0,324
	0,90	0,057	0,513	0,342
50	0,85	0,054	0,54	0,36
	0,90	0,057	0,57	0,38

b) constatations:

Il faut que la valeur de (P) retrouver ne doit pas dépasser la pression délivrée par le moteur électrique qui est de l'ordre de ($0,25kw$).

A partir du tableau (IV.4.2), on constate que cette condition n'est satisfaite que pour le pression de refoulement inférieur ou égale à ($20bars$).

IV.6-LA TUYAUTERIE :**IV.6.1- CHEMINEMENT DE L'HUILE :**

L'huile est aspiré du réservoir par la pompe, puis refoulée vers les paliers en passant par les filtres. Elle est récupérée par gravité vers le refroidisseur et revient de nouveau au réservoir.

IV.6.2- ESTIMATIONS DES PERTES DE CHARGE : [?]**a) Approximations :**

La vitesse moyenne de l'huile (U_m) dans les conduites est déterminée à partir de la relation

$$U_m = 4q / (\pi d^2) \quad (IV.11)$$

Avec :

(q) et (d) : le débit de l'huile et le diamètre de la conduite dans le tronçon considéré.

- Les pertes de charge linéaires sont calculées suivant la relation

$$\Delta p_f = f_f \cdot (l/d) \cdot \rho \cdot \varphi \cdot U_m^2 / 2 \quad (IV.12)$$

f_f coefficient de perte de charge linéaire ou par frottement .

Nombre de Reynolds :

$$Re = U_m \cdot d_H / \gamma \quad (IV.13)$$

γ : étant la viscosité cinématique du fluide

d_H : diamètre hydraulique (pour une section circulaire)

- Les pertes de charge singulières sont calculées suivant la relation

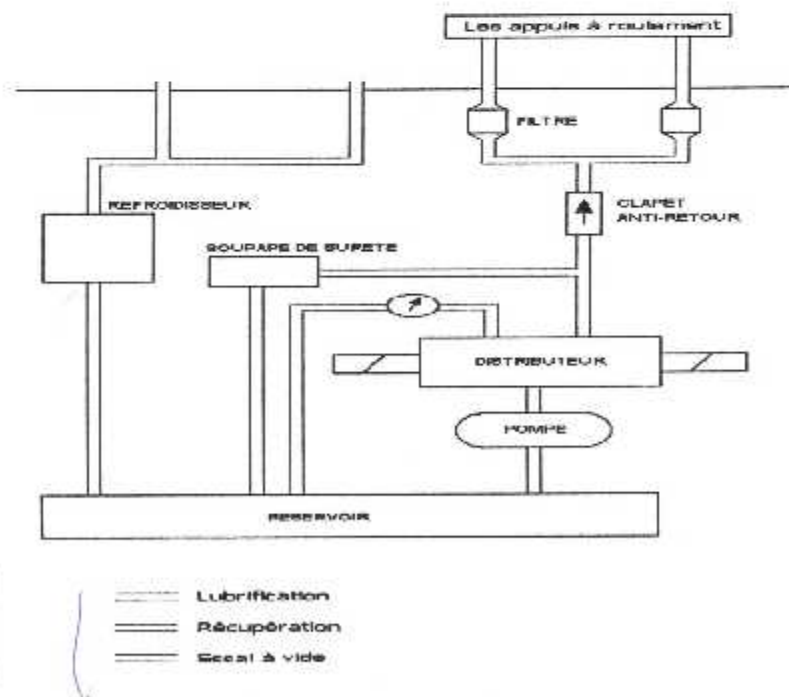
$$\Delta p_s = 1/2 \rho_{11} \cdot \tau \cdot U_m^2 \quad (IV.14)$$

Avec :

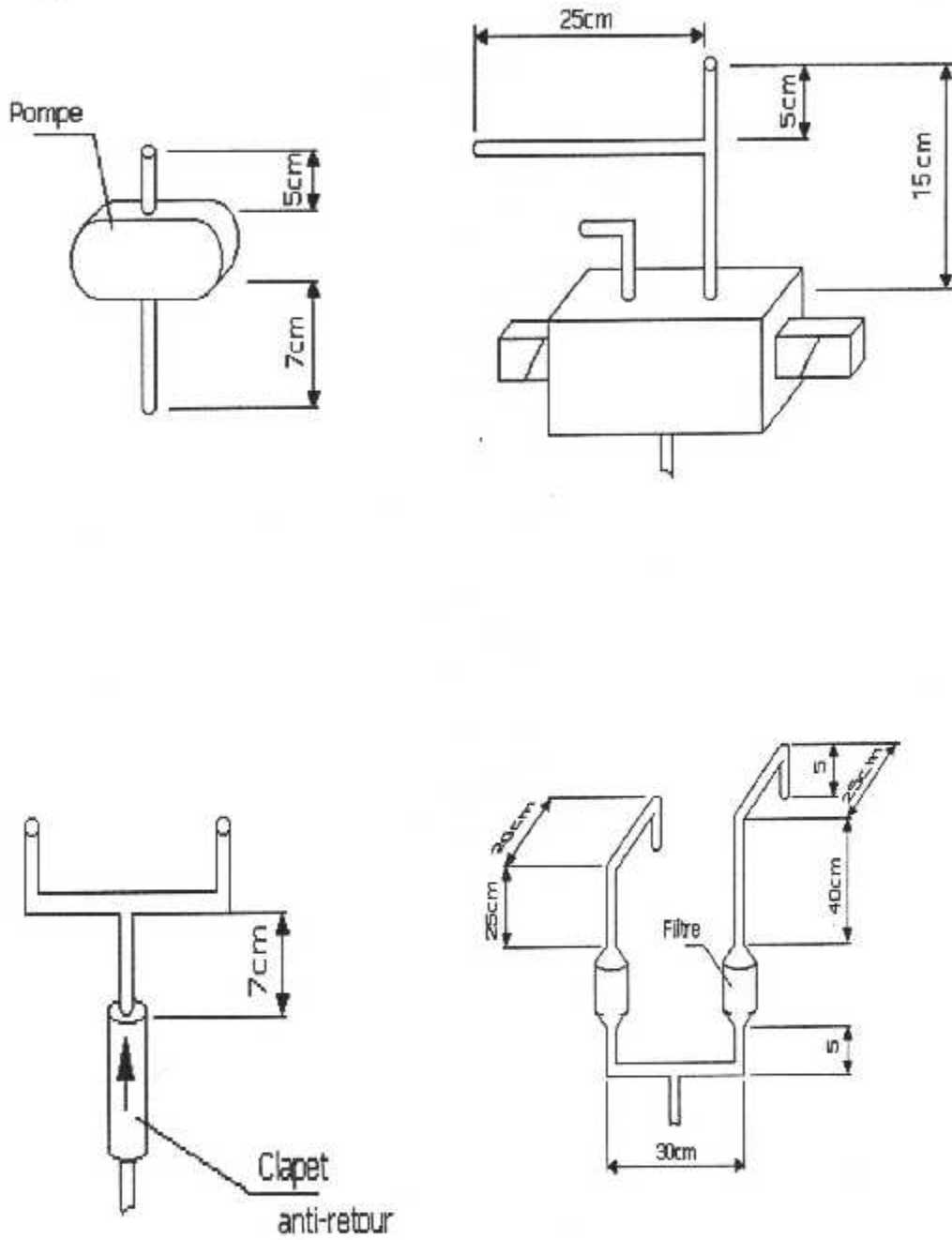
τ est un coefficient sans unité déterminé à partir de l'angle de déviation de la conduite et sa forme .

Nous avons supposé que l'écoulement est établi, et nous avons négligé les pertes de charge linéaires.

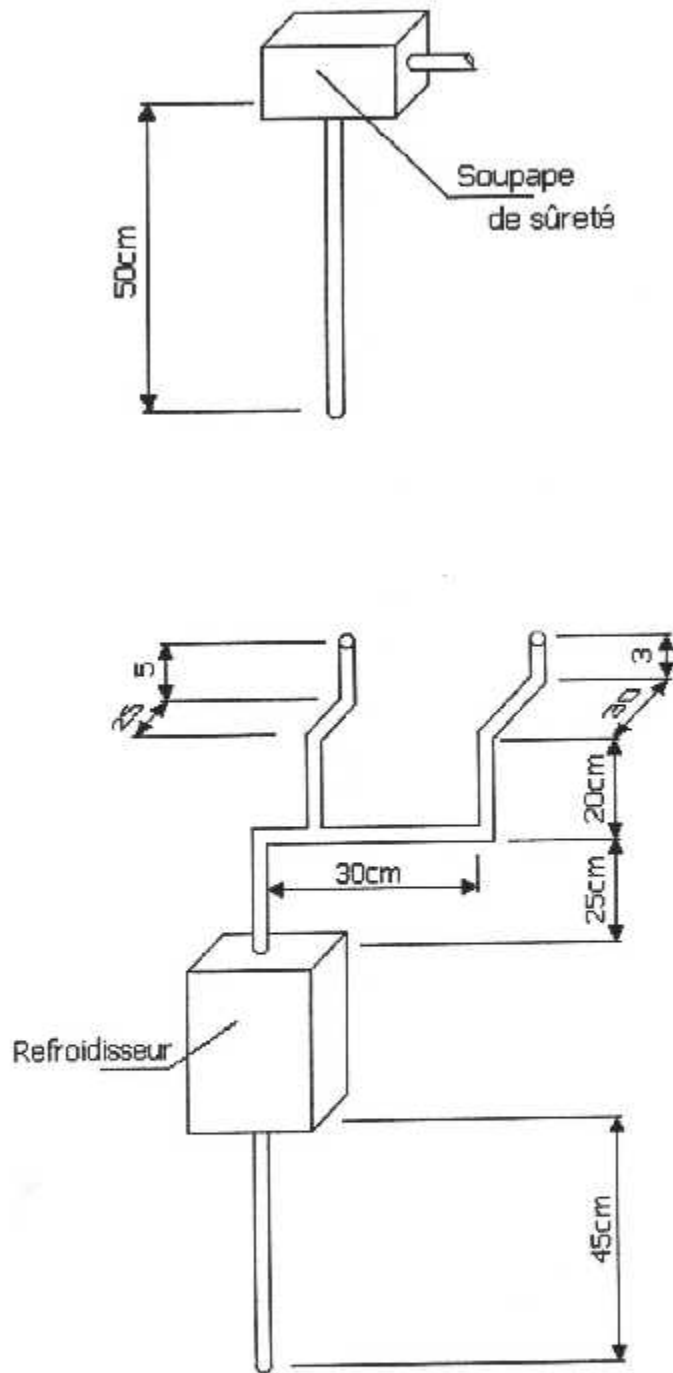
Voir le tableau (IV.5) et fig (IV.5) pour observer les résultats.



fig(IV.4) Circuit de graissage



fig(IV.5) Les conduites reliant les éléments





fig(IV.5) Les conduites reliant les éléments (suite)

TABLEAU N°IV.5.1:

Tronçon considéré	d (m)	U_m (m/s)	Re	f_f	L (m)	Δp_f (bar)
Conduites d'aspiration	31.10^{-3}	0,0675	147	0,435	7.10^2	$1,95.10^{-5}$
Conduites de refoulement	16.10^{-3}	0,270	294	0,217	20.10^2	$86,02.10^{-5}$
Les pertes de charge linéaires						0,00087

TABLEAU N°IV.5.2:

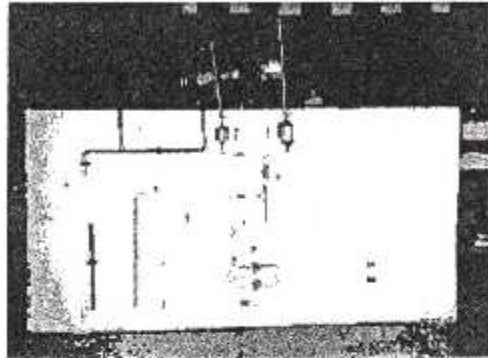
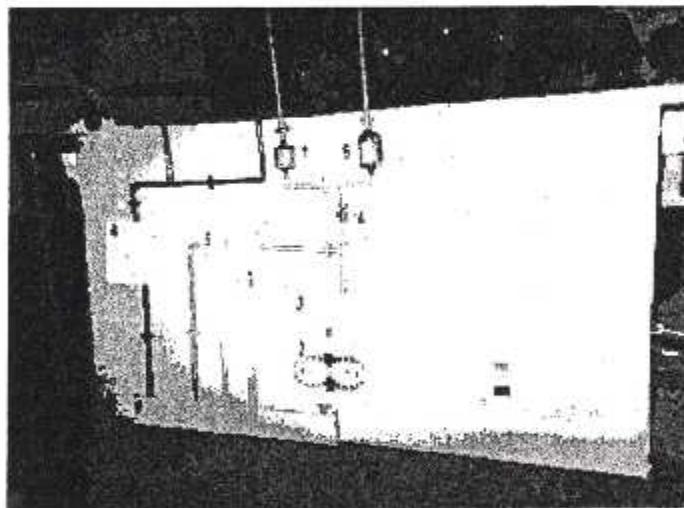
Tronçon considéré	d (m)	U_m (m/s)	Type de singularité	Caractéristiques	τ	nombre	Δp_s (bar)
Conduites de refoulement	16×10^{-3}	0,270		$\alpha = 90^\circ$	1,3	10	$1,95 \times 10^{-4}$
	16×10^{-3}	0,270		$\alpha = 90^\circ$	1,3	2	$8,88 \times 10^{-5}$
Les pertes de charge singulière							0,00501

b) Constations :

Les pertes de charge totale du circuit sont donc :

$$\Delta p_f + \Delta p_s = 0,00588 \text{ bars}$$

Dans cette installation, la pompe adaptée peut vaincre ses pertes de charge .

IV.7- Le circuit de graissage réalisé :*fig(IV.6)**fig(IV.7)*

CONCLUSION

Conclusion générale:

Ce modeste travail nous a permis d'améliorer nos connaissances théoriques et faire une application pratique dans le but de se familiariser avec le côté professionnel. En élaborant un prototype d'une commande hydraulique et cela pour faire lubrifier notre moteur de labos. Pour arriver à concrétiser ce travail, nous avons fait appel à nos documentations théoriques dans le domaine de l'aéronautique.

Après avoir trouvé le calcul, nous avons pensé au principe de construction, et cela pour aboutir à notre modèle-type, en utilisant des éléments hydrauliques universels. Et en collaboration avec l'atelier de propulsion, nous sommes arrivés à faire une réalisation que nous souhaitons qu'elle sera prise en considération lors du fonctionnement de ce banc d'essai.

Enfin, nous espérons que ce projet sera bénéfique et riche pour équiper ce laboratoire de recherche.

BIBLIOGRAPHIE

BIBLIOGRAPHIE

[1] Hydraulique (Machine et composants)
FAYET GOORGES
Edition 1991 (EYROLLES) Paris.

[2] Hydraulique
G. BOYER, R.VANCOMEBEKE
Edition 1976 (AFORSID) Metz

Thèse :

[3] Etude des performances hors adaptation du moteur prototype de
laboratoire GILKES-GT 117.
DALI ALI , BORHAN-EDDINE HILAL.
Université (SAAD DAHLEB – Blida).
Département d'aéronautique .
Promotion 2002.

[4] Conception et réalisation d'un banc de similitude du circuit de
graissage du CFM56-7B
ABOUR SABRINA , SAYAD KAHINA
Université (SAAD DAHLEB – Blida).
Département d'aéronautique .
Promotion 2001.

ANNEXES

FICHE TECHNIQUE**NAFTILIA SAE 20W50**

Huile pour moteurs à essence.

Huile multigrade pour moteurs essence. La vidange est recommandée tous les *10000 kms.*

CARACTERISTIQUE PHYSICO-CHIMIQUE	NORME	UNITE	RESULTAT		
			GARANTIE		TYPIQUE
COULEUR	D1500				
DENSITE A 15°C	D1298				0.881
VISCOSITE	A 40°C	D445	CST		158
	A 100°C		CST	17	18
INDICE DE VISCOSITE	D2270		110		122
P.ECLAIR	VC	D93	°C		
	VO	D92	°C		228
P.ECOULEMENT	D97			-15	-24
T.B.N	D2896	Mgkoh/g	6		6.3
CENDRE SULFATEES	D874	%Pds			0.8
VISCOSITE DYN A-10°C	D2602	CPS		4500	3800
PERTE PAR EVAPORATION	NF T60-161	%Pds		15	2
TENEUR EN PHOSPHORE	IP 308	%Pds	0.091		
TENEUR EN MTAUX	Zn	IP 308	%Pds	0.1	
	Ca		%Pds		
	Mg		%Pds		

SPECIFICATIONS: API SF/CC – MULTIGRADE 20W/50



α	ζ
15°	0.1
30°	0.2
45°	0.5
60°	0.7
90°	1.3



α	ζ
15°	0.1
30°	0.3
45°	0.7
60°	1.0
90°	1.4



$$\zeta = 1.4$$



$$\zeta = 1$$