

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère De L'enseignement Supérieur Et De La Recherche
Scientifique



UNIVERSITE SAAD DAHLEB DE BLIDA
Faculté des sciences de l'ingénieur
Département d'aéronautique



Projet De Fin D'étude En Vue De L'obtention Du Diplôme Des
Etudes Universitaires Appliquées « DEUA »

Option : propulsion

Thème :



Présenté par :

Mr BOUCHAKOUR RAHMANI TAYYIB

Mr BOURSAS ABDELLAH

Promoteur :

Mr A.ALLALI

Co-romoteur:

Mr F.LARBI

Promotion 2003/2004

014/04

EX 1

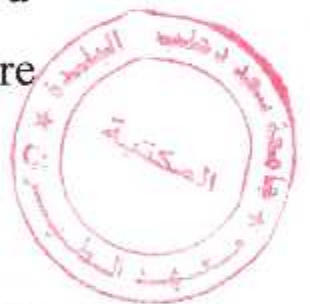
remerciements

En premiers , nous tenons à exprimer notre gratitude et notre vifs et sincères remerciements envers notre promoteur Mr ALLALI abderrazak pour le choix judicieux du sujet et ses conseils .

Nous tenons à remercier également notre co-promoteur Mr LARBI Farid pour son suivi et ses précieux conseils .

Nous exprimons toute notre reconnaissances à l'ensemble des enseignants ayant contribuer à notre formation .

Enfin , nous expriment notre remerciements envers tous qui ont collaboré de près ou de loin à ce projet , plus particulièrement :



- Mr Bouchakour rahmani zoura .
- Mr bouchakour rahmani djamel .
- Mr bêlhacène dilmi .
- Mr djamel .
- Mr Bedraddine .

Dédicace

Je dédie ce modeste travail :

- *A mes très chers parents : ma mère, mon père, ma grande mère et mon grand père .*
- *A mes très chers frères : Djamel, Abdelkader, Yahya, Mohamed et Hocine.*
- *A mon chère frère : Zoura et sa fiancée .*
- *A mes très chères sœurs .*
- *A la petite Ange : Noure elhoda .*
- *A toutes la famille et les cousins .*
 - *A mes très chers amis : Hakim, Towfik, Dilmi, Ali , Abdelkader Mohamed, Elgharbi, Abdelmajid, Farouk, Naim, Abdellah Noureddine et Djilali .*
- *Mon Binôme Abdellah et sa famille .*
- *A tous mes amis de l'option propulsion aériennes.*
- *A tous mes amis de l'université de Blida sans exception.*

Bouchakour rahmani tayyib

Dédicace

Je dédie ce modeste travail :

- *A mes très chers parents : ma Mère et mon Père qui m'ont soutenue durant mes études , et que je leur souhaite une longue vie .*
- *A mes très chers frères : Ahmed, Karim et Hamid (Azeddine) .*
- *Mon frère Abdelkader et sa femme et sans oublier le petit Ange Islèm .*
- *A mes très chères sœurs .*
- *A mes très chers amis : Abdelmajid, Farouk, Naim Dilmi, Tawfik, ALi, Abdelkader, Mohamed, Mahmoud ghouti, Elgharbi et Mekraze .*
- *Mon binôme Tayyib et sa famille .*
- *A tous mes amis de l'option propulsion et aux étudiants département d'aéronautique de Blida sans exception .*

Abdellah boursas



RESUME

Ce travail consiste à adapté un moteur mono-flux réacteur par un autre principe turbo propulseur. Et qui nécessite une commande d'un réducteur des vitesses entre le moteur et l'hélice. Ce réducteur à conçu à double étage à la base des données du moteur à fait l'objet d'une étude des transmissions par engrenages et la vérification de ces arbres à la résistance et le choix des modules convenables pour la fabrication de ces couvercles et le bâti.

Et enfin l'optimisation de son régime de fonctionnement dans l'ensemble avec la détermination des gabarits dans toute la commande.

This work consists for adapting an engine mono-flow engine by another propellant turbo principle. And which requires an ordering of a reducer speeds between the engine and the propeller. This reducer is designed on double floor at the base of the data of the engine with fact the object of the study of the toothed gearings and the checking of these trees to resistance and the choice of the suitable modules for the manufacture of these lids and the packsaddle one.

Finally, the optimization of the mono flow engine operation in the whole with the determination of the gauges in all the order.

هذا العمل يتمثل في تحقيق مبدأ آخر في الدفع من المحرك أحادي التدفق الى محرك ذو مروحة ولهذا ضروري استعمال مخفض السرعة بين المحرك والمروحة، الذي يتكون من طابقين. حسب معطيات المحرك نقوم بدراسة المسننات الناقلة للحركة، مقاومة الأعمدة وكيفية اختيار معامل المقاومة الملائم لصنع غطائه. وفي الأخير إيجاد الوسط الملائم لاشتغاله مع جميع مكوناته.

sommaire

Introduction générale.

Chapitre I : description générale du banc d'essais GILKES GT-117.

I.1. Banc d'essais GILKES GT-117.....	1
I.2. Désignation	1
I.3. Les principaux organes du moteur.....	1
I.3.1. L'entrée d'air	1
I.3.2. Le compresseur.....	2
I.3.3 La turbine.....	5
I.3.4. La tuyère d'éjection.....	6
I.4. La nuance des éléments structuraux.....	6

Chapitre II : généralités sur les turbopropulseurs.

II.1. Introduction	9
II.2. Le turbopropulseur à turbine liée	9
II.3. Le turbopropulseur à turbine libre.....	10
II.4. Le turbopropulseur mixte.....	11
II.5. Hélice.....	12
II.5.1. Rôle de l'hélice.....	12
II.5.2. Définition et caractéristique géométrique d'une hélice	12

II.5.3. Définition du pas d'une section.....	15
II.5.4. Principe de fonctionnement	16
II.5.4.1. Action expérimentale de l'hélice	16
II.5.4.2. Notion de rendement propulsif.....	19
II.5.5. Choix de diamètre de l'hélice.....	20

Chapitre III : Calcul de conception du réducteur de vitesse.

III.1. Réducteurs de vitesse.....	22
III.1.1. Réducteurs aux arbres parallèles.....	22
III.1.1.1. A deux arbres.....	22
III.1.1.2. A trois arbres.....	23
III.1.2. Réducteur aux arbres perpendiculaires.	24
III.1.3. Réducteur à vis sans fin.....	25
III.1.4. Groupes moto-réducteurs.....	26
III.1.5. Réducteur à chaîne.....	27
III.1.6. Réducteurs combinés	28
III.2. Réducteur de vitesse d'un moteur aéronautique de labos.....	29
III.2.1. Calcul cinématique de la commande.....	30
III.2.1.1. Détermination du rendement global de la commande.....	30
III.2.1.2. Détermination de la puissance utile de l'hélice.....	30
III.2.1.3. Détermination du rapport global des vitesses de la Commande.....	30
III.2.1.4. Détermination des vitesses de rotation des arbres de la commande	31
III.2.1.5. Détermination des puissances à transmettre e par les arbres	31
III.2.1.6. Détermination des moments de rotation des arbres de la commande.....	31

III.2.2. Calcul à la résistance de l'engrenage.....	32
III.2.2.1. Choix des matériaux pour les roues d'entrées.....	32
III.2.2.2. Détermination des contraintes admissible	32
III.2.2.3. Calcul du projet de l'entraxe d'engrenage.....	34
III.2.2.4. Détermination du module d'engrènement.....	35
III.2.2.5. Détermination des nombres de dents des roues d'entrées.	36
III.2.2.6. Précision du rapport de transmission par engrenage.....	36
III.2.2.7. Précision de l'entraxe d'engrenage.....	37
III.2.2.8. Détermination des dimensions principales des roues d'entrées.....	37
III.2.2.9. Détermination de la vitesse périphérique du pignon.....	38
III.2.2.10. Précision de la vitesse du coefficient de charge.....	38
III.2.2.11. Détermination de la contrainte réelle de contact.....	39
III.2.2.12. calcul de vérification de la résultante à la flexion.....	40
III.2.3. arrangement du réducteur	41
III.3. Dimensionnement et calcul des arbres.....	43
III.3.1 Effort tranchant et moment fléchissant.....	43
III.3.2. Formule donnant le diamètre de l'arbre.....	44
III.3.3. Détermination du diamètre des arbres.....	45
III.3.3.1. Détermination du diamètre de l'arbre moteur.....	45
III.3.3.1.1. Détermination des efforts	45
III.3.3.1.2. Détermination des moments équivalents dans les différentes sections.....	47
III.3.3.2. Détermination du diamètre de l'arbre intermédiaire.....	50
III.3.3.2.1. Détermination des efforts	50
III.3.3.2.2. Détermination des moments équivalents dans les différentes sections.....	52
III.3.3.3. Détermination du diamètre de l'arbre hélice.....	55
III.3.3.3.1. Détermination des efforts	55

III.3.3.3.2. Détermination des moments équivalents dans les différentes sections.....	56
III.4. Calcul des roulements.....	59
III.4.1. Détermination des dimensions d'un roulement.....	59
III.4.2. Calcul des roulements pour tous les arbres.....	60
III.4.2.1. Calcul des roulements de l'arbre moteur.....	60
III.4.2.2. Calcul des roulements de l'arbre intermédiaire.....	61
III.4.2.3. Calcul des roulements de l'arbre hélice.....	62
III.5. Calcul des clavettes.....	64
III.5.1. Choix de la forme de la clavette.....	64
III.5.2. Choix de la matière des clavettes.....	65
III.5.3. Vérification des clavettes au cisaillement	66

Chapitre IV : fabrication des pièces moulées.

IV.1. Généralités.....	68
IV.2. Dessin d'une pièce brute de fonderie	68
IV.2.1. Définition de la forme générale de la pièce.....	68
IV.2.2. Définition des formes des épaisseurs et des raccordements ...	69
IV.3. Les alliages de fonderie.....	71
IV.3.1. Fontes.....	71
IV.3.2. Choix d'une fonte pour carter et couvercle.....	71
IV.4. Principe de moulage	72
IV.4.1. modèles.....	73
IV.4.2. Châssis	75
IV.4.3. Sable de moulage et noyau	77
IV.4.3.1. Matières premières	77
IV.4.3.2. Propriétés fondamentales des sables de moulage et à noyau	77

IV.4.3.3. Différents types de sable de moulage	78
IV.4.3.4. Addition et revêtements antigrippants	80
IV.4.3.5. Fabrication des sable de moulage et à noyau	80
IV.4.4. Fabrication des moules-gamme des opérations	81
IV.4.4.1. Moulage à la main	81
IV.4.4.2. Moulage par des machines a moule	84
IV.4.5. Fabrication des noyaux.....	84
IV.4.6. Système de coulée et d'alimentation	84
IV.4.6.1. Destination du jet de couléc.....	85
IV.4.7. Les appareils de fusion.....	85
IV.4.7.1. Fusion de la fonte.....	85
IV.4.7.2. Fusion de l'acier	85
IV.4.7.3. Fusion des alliage non-ferreux.....	85
IV.4.8. Quelque propriétés de fonderie des alliages.....	86
IV.4.9. Contrôle de fonderie et correction des défauts	87
Conclusion.	
Bibliographie.	



liste des figures

Dimension de l'entrées d'air.....	1
Dimension des rotors de la partie axiale.....	2
Caractéristiques des profils des rotors de la partie axiale.....	3
Dimension de la rouet du compresseur centrifuge.....	4
Dimension du distributeur du 1 ^{er} étages de la turbine	5
Diamètre de sortie de la tuyère	6
Le turbopropulseur à turbines liées	9
Le turbopropulseur à turbines libres.....	10
Le turbopropulseur mixte.....	11
Section droit normale à l'axe de la pale, à distance r de l'axe de l'hélice..	13
Définition d'une hélice.....	14
Principe de fonctionnement de l'hélice	17
Observation de mise en rotation du fluide	18
Contraction de veine	18
Réducteur à deux arbres (à un train).....	22
Réducteur à trois arbres (à deux train).....	23
Réducteur à trois arbres (à deux train)(charge important).....	24
Réducteur aux arbres perpendiculaires.....	25
Réducteur à vis en dessus.....	25
Réducteurs à vis en dessous	26
Réducteur à groupes moto- Réducteurs.....	27
Réducteur à chaîne	27
Réducteur à double train cylindro-conique.....	28

Réducteur à double train à vis sans fin et couple rapide à engrenage	
Cylindrique.....	28
Schéma cinématique du Réducteur de vitesse.....	29
arrangement du régime	42
Arbre moteur.....	45
Diagramme des moment pour l'arbre moteur.....	49
Arbre intermédiaire.....	50
Diagramme des moment pour l'arbre intermédiaire.....	54
Arbre hélice.....	55
Diagramme des moment pour l'arbre hélice.....	58
Roulement à billes.....	60
Roulement à rouleaux.....	60
Roulements de l'arbre moteur.....	60
Roulements de l'arbre intermédiaire.....	61
Roulements de l'arbre hélice.....	62
Clavette parallèle forme A.....	64
Schéma de la gamme des opérations de fabrication d'une pièce de moulage	72
Fabrication d'une pièce de fonderie.....	74
Châssis en fente et en alpac.....	76
Moulage à découvert.....	83
Moulage au sol fermé.....	83

introduction

Le développement des sciences et de la technique moderne est indissolublement lié à la fabrication des machines nouvelles, destinées à rendre le travail de l'homme plus productif et facile et à lui donner les moyens d'étudier les lois de la nature et la vie humaine.

D'une manière générale, on peut dire que la machine est un dispositif que l'homme emploie dans l'exercice de ses fonctions physiques et dans celui de son travail.

On peut donner une définition plus concise : la machine est un objet qui produit des mouvements mécaniques visant à transformer de l'énergie de la matière.

Du point de vue de leurs fonctions les machines se répartissent dans les catégories suivantes :

- a) Machines énergétiques ;
- b) Machines de travail ;
- c) Machines informatiques ;
- d) Machines cybernétiques ;

La machine énergétique transforme une énergie quelconque en énergie mécanique, et inversement. Dans le premier cas c'est une machine motrice, dans le second, une machine génératrice.

La machine de travail transforme la matière. On distingue les machines de transport et les machines technologiques.

La machine informatique traite l'information. On distingue les machines de commandes et les machines mathématiques.

La machine cybernétique est une machine qui reproduit ou simule différents processus mécaniques propres à l'homme ou à la nature vivante et qui possède des rudiments d'intelligence artificielle.

Notre étude consiste à analyser un turbopropulseur et le compléter par une commande pour le faire fonctionner à l'aide d'une hélice.

Une fois ce mono-flux se calcule et se dimensionne pour un point de fonctionnement stabilisé bien déterminé.

Le cycle pour ce point de fonctionnement s'optimise en fonction de certains critères de cette machine objet de notre étude et par suite son dimensionnement.

En prenant le comportement de la machine mono-flux tournante, on a essayé de proposer la conception d'un réducteur à double étage après quoi une hélice avec un régime de fonctionnement adéquat et un rendement très élevé.

Le travail sera présenté sous forme de :

- CHAPITRE I : description générale du banc d'essai GILKES GT-117.
- CHAPITRE II : théorie des turbopropulseurs.
- CHAPITRE III : calcul de conception du réducteur de vitesse.
- CHAPITRE IV : fabrications des pièces moulées.

CHAPITRE : I

description générale du banc
d'essais GILKES GT-117

I.1. BANC D'ESSAI GILKELES GT-117 :[I]

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 :

I.2. DESIGNATION :

L'utilisation d'une pièce quelconque exige la connaissance de cette dernière soit ses différentes caractéristiques opérationnelles ou bien le fonctionnement de cette pièce et différents domaines d'utilisation.

GT : Turbine a gaz.

117 : Classe ou famille ayant approximativement les mêmes dimensions.

I.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 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.

I.3.1. L'entrée d'air :

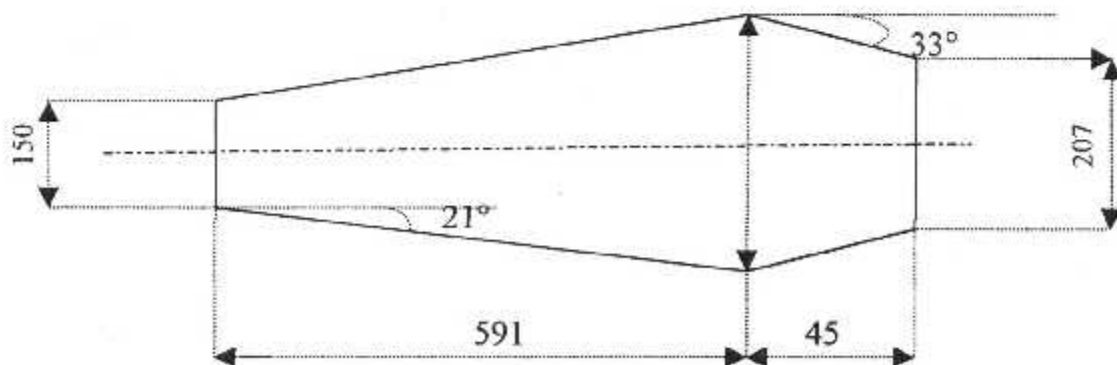


Figure 1-1. Dimension de l'entrée d'air

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.

I.3.2. Compresseur :

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

1°. 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 (fig1-2).

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

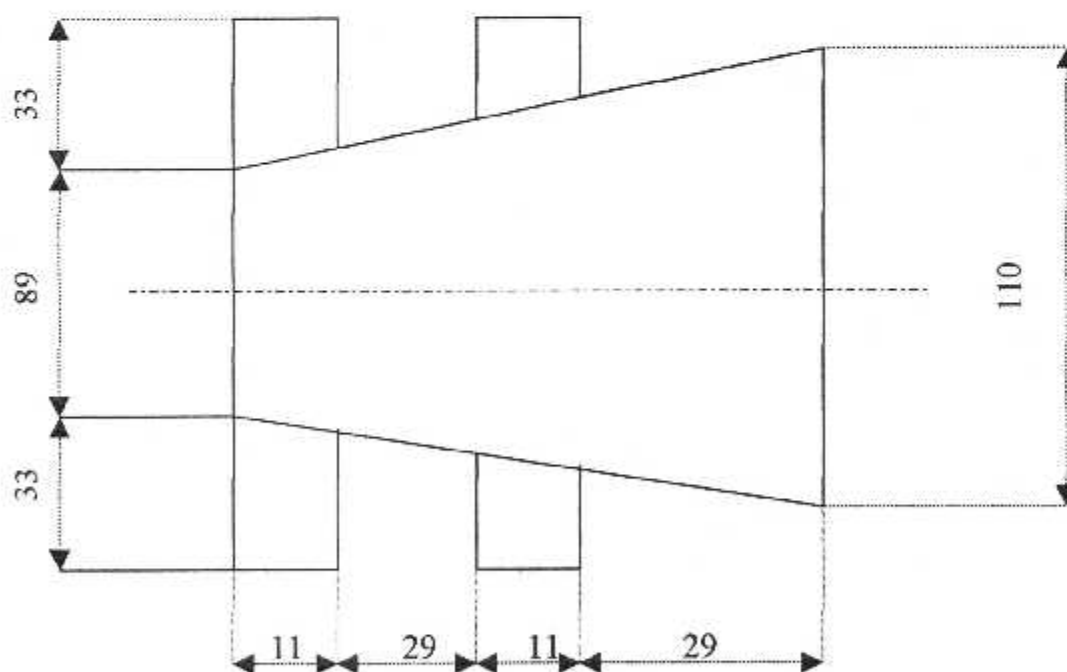


Figure.I.2. Dimension des rotors de la partie axiale

1^{ère} Etage :

- Rotor : nombre d'aubes = 25
- Stator : nombre d'aubes = 32

2^{ème} Etage :

- Rotor : nombre d'aubes = 25.
- Stator : nombre d'aubes = 29.

Remarque :

Toutes les dimensions inscrites sur les schémas sont en millimètres.

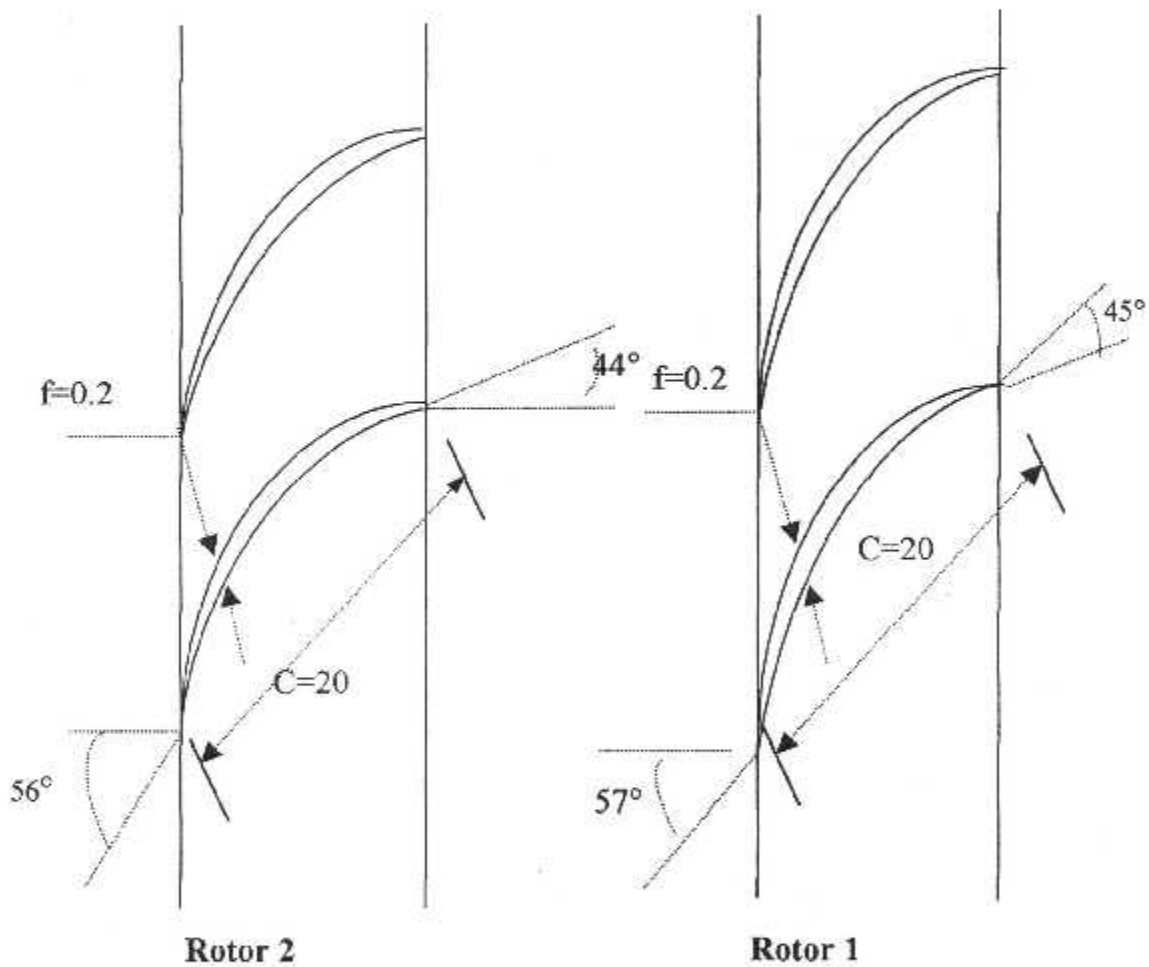


Figure.I.3. Caractéristiques des profils des rotors de la partie axiale

2°. Compresseur centrifuge :

il se compose d'un disque en rotation sur 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, un compresseur centrifuge conduit à un apport de pression plus grand qu'un étage de compresseur axial. Cependant, la possibilité de monter en série deux étages axiaux permet de multiplier considérablement le rapport de pression unitaire.

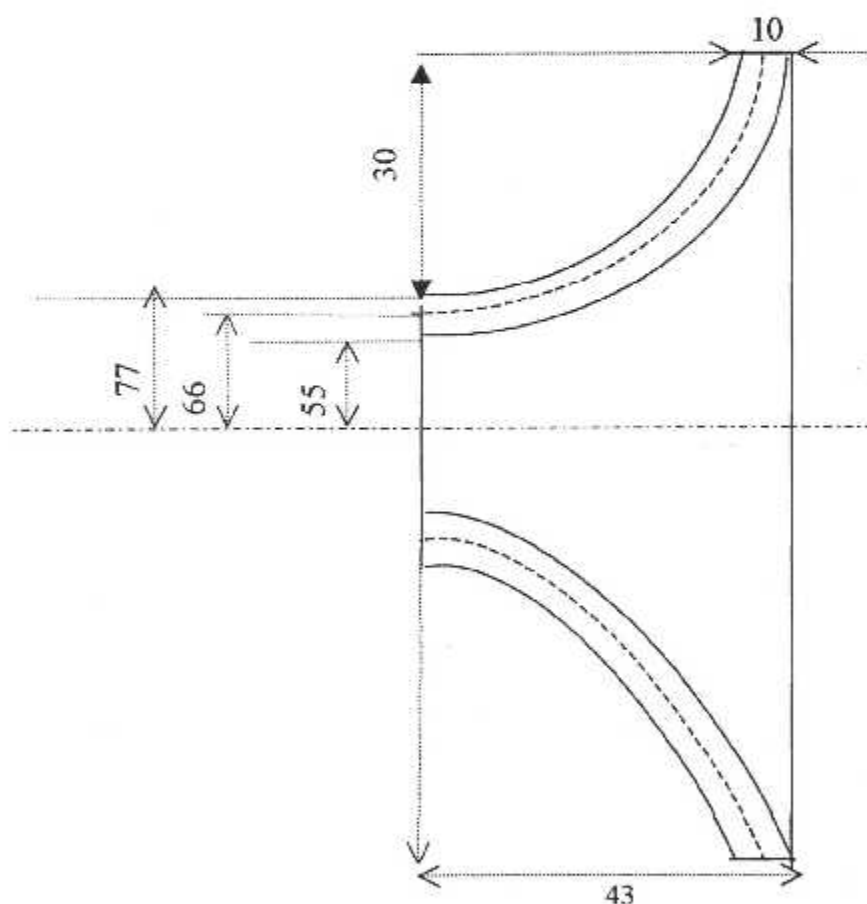


Figure.I.4. Dimensions de la rouet du compresseur centrifuge

I.3.3. turbine :

La turbine du GT-117 est constituée de deux étages axiaux, qui sont pratiquement les seules employées, avec 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.

1^{ère} Etage : - Stator : nombre d'aubes : 30
 - Rotor : nombre d'aubes : 31

2^{ème} Etage : - Stator : nombre d'aubes : 22
 - Rotor : nombre d'aubes : 31

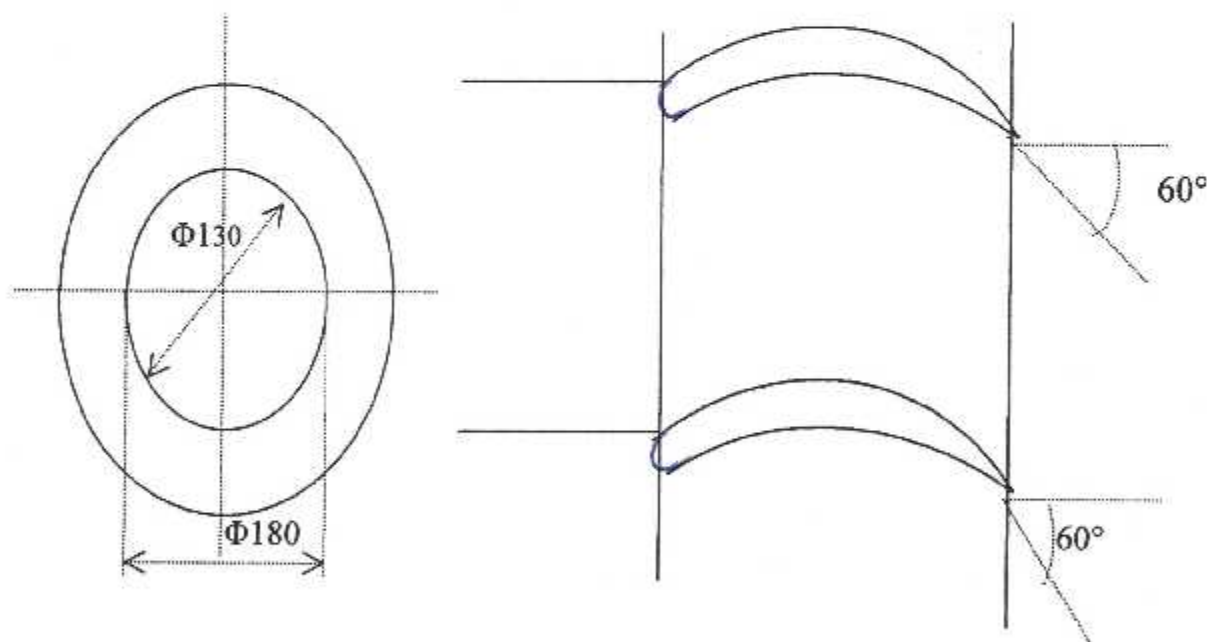


Figure.I.5. Dimension du distributeur du 1^{ère} étages de la turbine

les éléments essentiels qui caractérisent la distributeur du 1^{ère} étage de la turbine sont : le rayon extérieur, le rayon intérieur et l'angle du profil.

I.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 consiste en 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 turbine à la pression dans le plan de sortie de la tuyère.

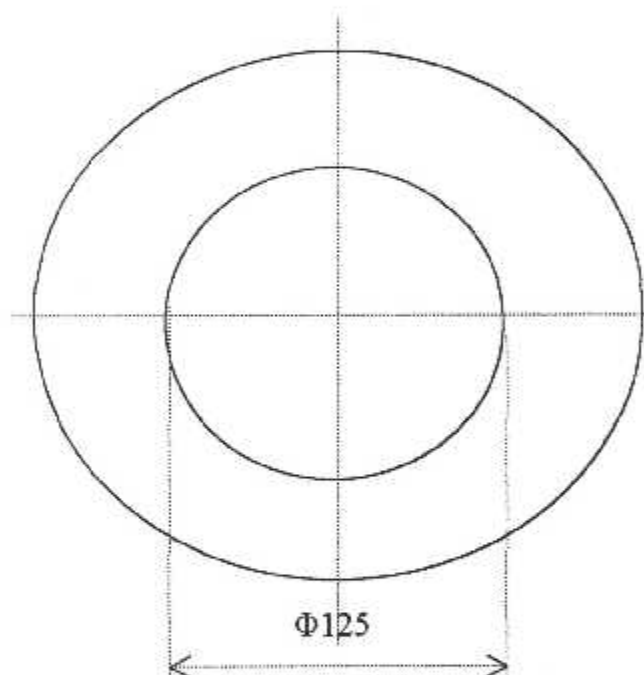


Figure.I.6. Diamètre de sortie de la tuyère

I.4. NUANCES DES ELEMENTS STRUCTURAUX :

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

Tableau (I-1) :

1	2	3	4	5
Nuance	Composition	Traitement Thermique	Caractéristiques mécaniques	applications
			Résistance en Mpa Limite d'élasticité à 0,2% Allongement % KCU j/cm ²	

Acier pour turbine à vapeur

1	2	3	4	5
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. Pièce de turbine.
56 T.G 20 CDV 6	C 0,20 Cr 1,50 Mo 0,60 V 0,20	Etat recuit. Dureté brunell 170. trempe huile ou eau. Suivant dimensions à 980°c.	150 19 800 900	Boulonneries à chaud. Pièce de turbine. industrie aéronautique.
56 T 5 Z 20 CDNb 11	C 0,20 Cr 11,00 Mo 0,70 Nb 0,40 V 0,30	Trempe huile ou air à 1125°. Revenue 675 – 700°	12 800 1000	Industrie aéronautique. Boulonneries à chaud. Rotors et aubages de turbine à gaz

Acier pour turbines à gaz

1	2	3	4	5
X 17 T Z10 CNW17	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.
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'éjection.

Aciers inoxydables martensitiques

1	2	3	4	5
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°. Revenue 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 255. Trempe huile 1000°. Revenue 550°.	Dureté Vickers 500	Boulonneries à chaud. Pièces de turbines.

CHAPITRE : II

théorie sur les turbopropulseurs

II.1. INTRODUCTION :[II]

Le turbopropulseur est un moteur thermique appartenant à la catégorie des propulseurs indirects il est caractérisé par un générateur de gaz (ensemble compresseur, chambre de combustion, turbine entraînant le compresseur) associé à des turbines dont le rôle est de transformer l'énergie de pression développée par le générateur en énergie mécanique. Ce travail mécanique est ensuite traduit en énergie propulsive par l'hélice. Le couple développé par les turbines étant relativement faible, un réducteur est interposé entre l'hélice et l'arbre de puissance, ce qui permet d'accroître le couple hélice et de réduire son régime de rotation.

Suivant le mode d'accouplement entre les turbines générateur et les turbines de puissance, on distingue les types suivants.

II.2. LE TURBOPROPULSEUR A TURBINES LIEES :

Les turbines de prélèvements et celles du générateur sont reliées mécaniquement au même arbre comme le montre le schéma suivant (figure II.1).

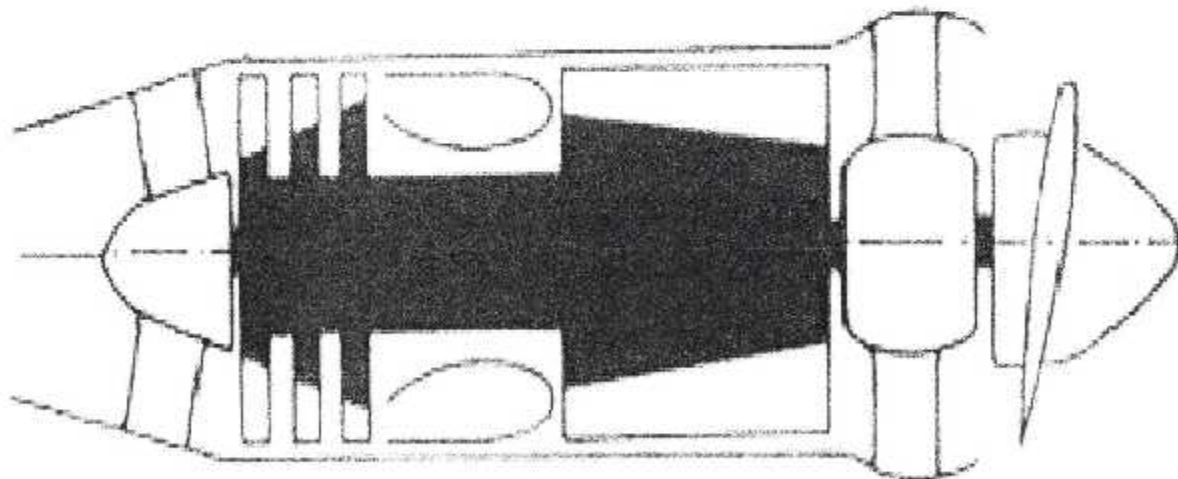


Figure .II.1. Le turbopropulseur a turbines liées

La puissance développée par les étages de turbine également la puissance absorbée par le compresseur, le réducteur et l'hélice aux accessoires près.

C'est le type de moteur le plus ancien. bien que sur ce schéma ce moteur soit équipé d'un compresseur axial, il ne faut pas perdre de vue que les générateurs peuvent également recevoir des compresseurs centrifuges, le choix compresseur axial ou centrifuge dépend de la puissance du moteur.

II.3. LE TURBOPROPULSEUR A TURBINES LIBRES :

Sur ce type de moteur, le générateur de gaz est bien dissocié des turbines entraînant l'hélice, aucun lien mécanique ne relie le générateur des turbines recueillant la puissance. (figure II.2.).

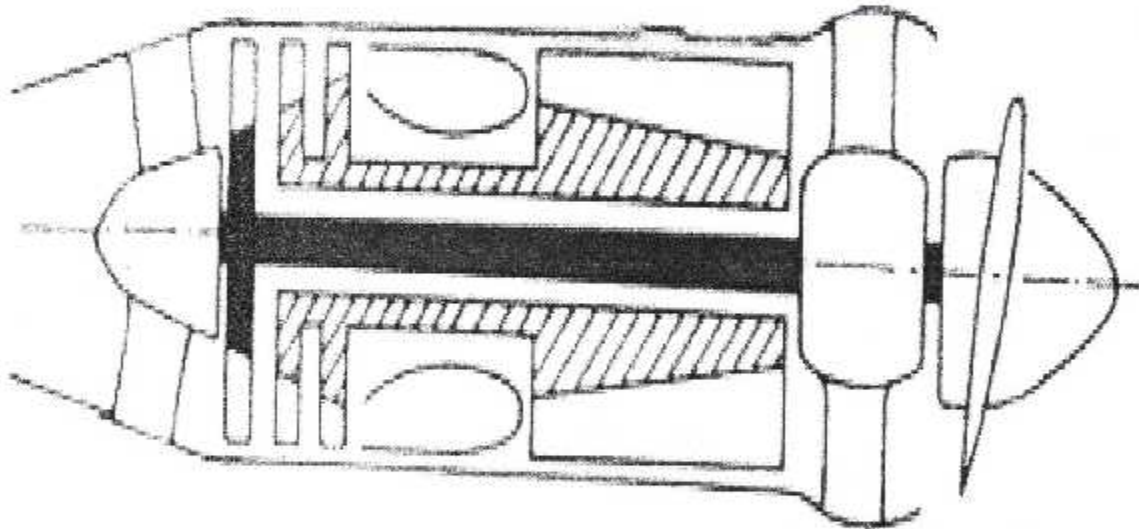


Figure II.2. Le turbopropulseur à turbines libres

On peut établir pour chaque corps un bilan de puissance .

Puissance turbine générateur également la puissance de compresseur plus la puissance accessoires .

Puissance turbines libres également la puissance de réducteur plus la puissance de l'hélice aux accessoires près .

II.4. LE TURBOPROPULSEUR MIXTE :

Sur des moteurs de forte puissance équipés de compresseur axiaux , il peut être intéressant d'adapter le régime du compresseur basse pression à celui de l'hélice.(figure II.3.).

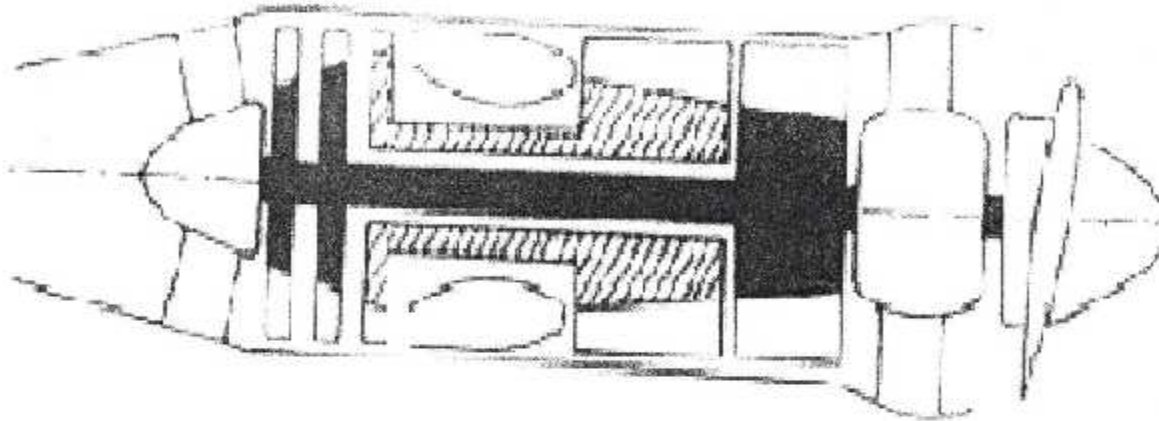


Figure. II.3. Le turbopropulseur mixte

On peut établir pour chaque corps un bilan de puissance .

Puissance turbin haut pression également la puissance compresseur haut pression plus puissance accessoires .

Puissance de turbin basse pression également la puissance de compresseur basse pression plus la puissance de réducteur et l'hélice.

II.5. HELICE :[III]

II.5.1. Rôle de l'hélice :

L'hélice a pour rôle de convertir le couple produit par la puissance du moteur en force propulsive ,elle peut être installée :

A l'avant du moteur, dans ce cas elle crée une tension dans l'arbre (port-hélice) puisqu'elle tire l'avion , d'ou le nom d'hélice tractive.

A l'arrière du moteur , elle pousse l'avion vers l'avant d'ou le nom d'hélice propulsive, dans ce dernier cas l'hélice agit à la façon d'un réacteur qui lui aussi pousse l'avion vers l'avant.

II.5.2. Définition et caractéristique géométrique d'une hélice :

Une hélice est essentiellement constituée par un moyeu et des pales. Au début de leur utilisation en aéronautique, les pales étaient au nombre de deux ; actuellement, elles sont plus souvent au nombre de trois, à savoir quatre, et font entre elles des angles égaux .

Les hélices en bois constituent un ensemble monobloc ; les pales des hélice en métal , démontables, sont fixées sur un moyeu métallique. Dans un cas , comme dans l'autre, l'axe de l'hélice est en général confondu avec l'axe moteur ou bien lui est parallèle. L'axe de la pale est une droite liée à cet élément ; pour une pale orientable c'est l'axe autour duquel la pale peut tourner (en général, il est perpendiculaire à l'axe de l'hélice).

Le plan de l'hélice est celui qui est balayé par l'axe de la pale dans son mouvement de rotation lorsque l'avion est à point fixe. On l'appelle aussi plan de rotation.(figure .II. 5)

La forme de la pale est caractérisé par l'ensemble des sections droites de la pale, relevées pour différentes valeurs de la distance « r » à l'axe de rotation.

Chacune des sections droites est la forme de la coupe par un plan normal à l'axe de la pale. Ces sections droites ont des formes de profils calés à des angles θ angles des cordes de ces profils avec le plan de l'hélice .

Les profils sont définis par la longueur de la corde (largeur de la pale dans la section droite considérée), la courbure et l'épaisseur relative (figure. II.4).

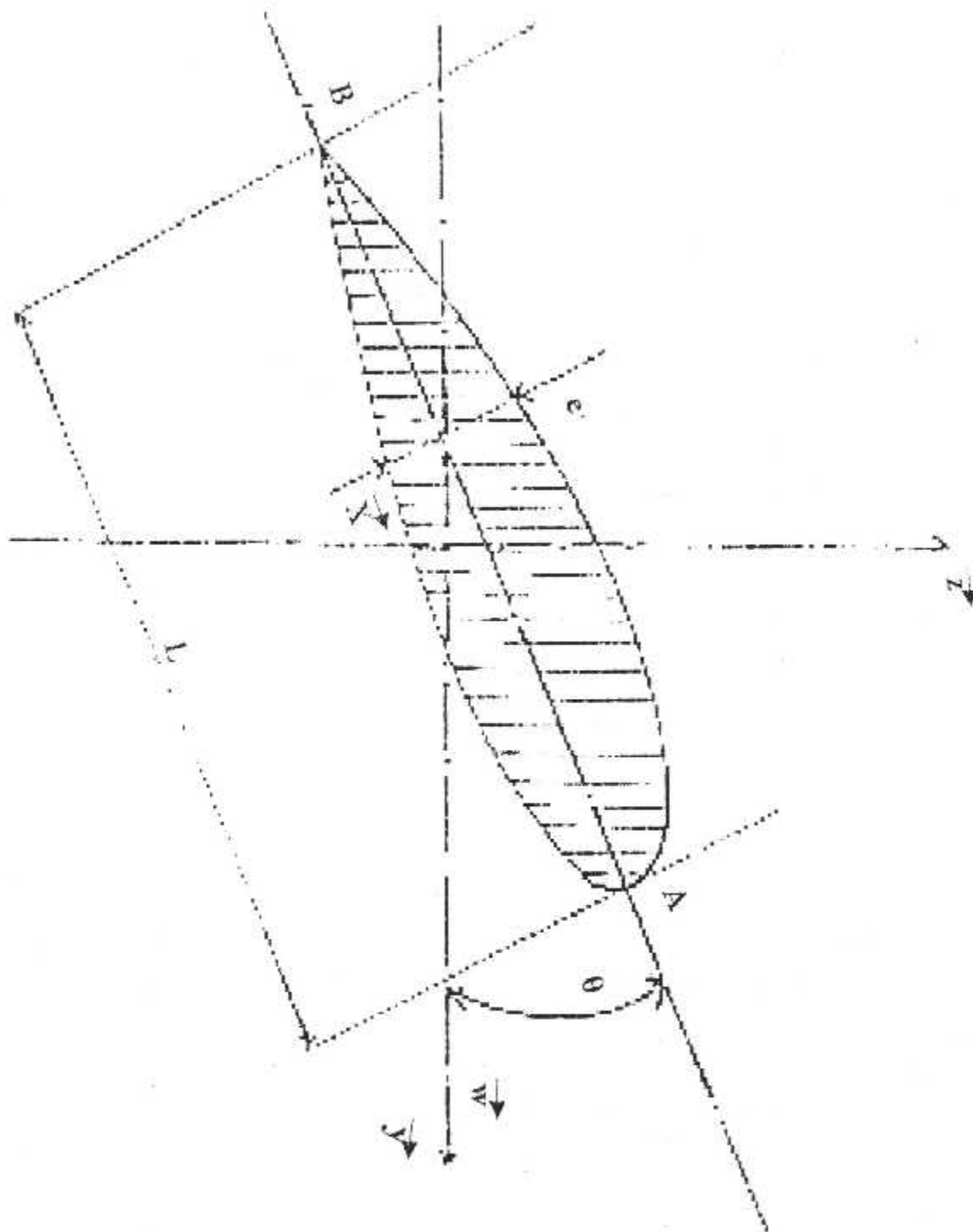


Figure. II.4

Section droit normale à l'axe de la pale, à distance r de l'axe de l'hélice

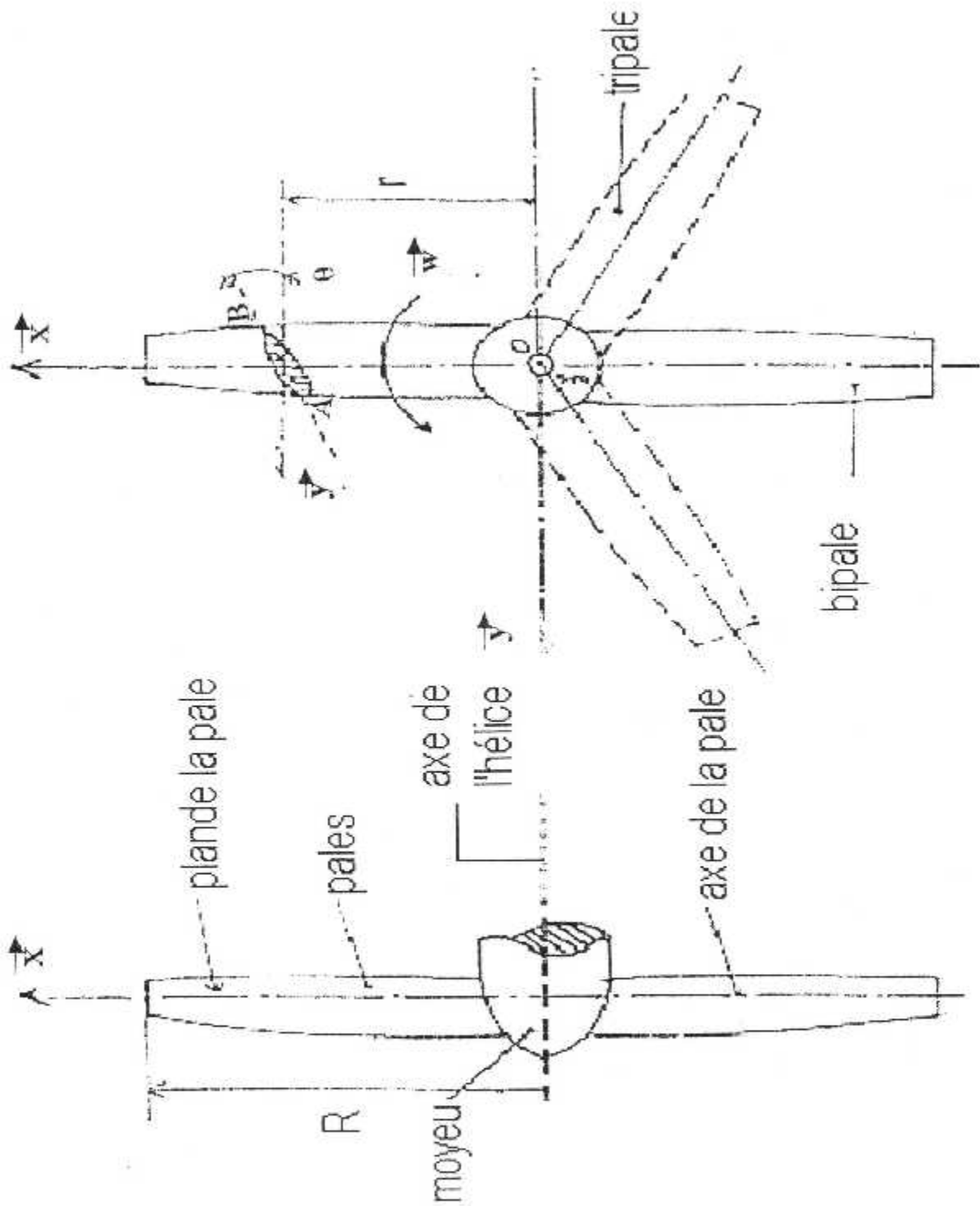
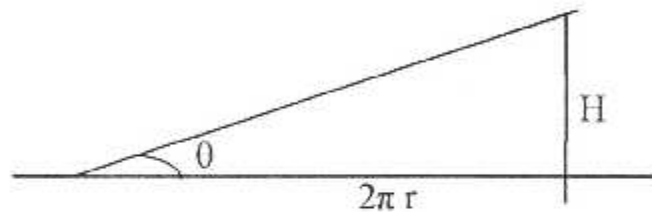


Figure .II.5. Définition d'une hélice

II.5.3. Définition du pas d'une section :

On définit le pas comme étant la distance parcourue par la section d'une hélice.

Exemple, si l'hélice effectue un tour complet sans se déplacer vers l'avant, la distance parcourue par la section est la circonférence du cercle de rayon « r », c'est à dire $[2\pi r]$, mais si en même temps, l'hélice se déplace vers l'avant d'une distance H mètres, dans ce cas la distance parcourue par cette section est égale à l'hypoténuse d'un triangle rectangle dont les deux autres cotés sont $2\pi r$ et H



le pas d'une section à pour expression.

$$H = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \text{tg}(\theta) \quad (\text{II.1})$$

Par convention on définit le pas d'une hélice par le pas de la section située à $r = 0.75 R$, appelée section de base, à cette position, l'effet de traction est en générale maximum.

$R = D/2$ D : diamètre extérieur de l'hélice (en m).

- Une hélice est à pas constant quand toutes les sections droites ont le même pas géométrique ($H = \text{constante}$).
- Une hélice est à pas variable ou à calage variable lorsque l'angle θ peut être modifié pendant le fonctionnement de l'hélice.
- Une hélice est à pas réglable ou à calage réglable lorsque l'orientation θ ne peut être réglée qu'au repos.
- Une hélice est dite à pas fixe ou à calage fixe si la pale ne possède aucun degré de liberté par rapport au moyeu.

II.5.4. Principe de fonctionnement :

II.5.4.1 Action expérimentale de l'hélice :

L'action principale de l'hélice se caractérise par une traction selon son axe et un couple résistant sur l'arbre moteur. l'hélice agit sur le fluide qui la traverse, essentiellement en aval de celle-ci (appelé sillage).

A sa traversée, la pression d'arrêt augmente par rapport à la pression génératrice qui demeure inchangée au-delà de l'extrémité des pales ; l'hélice donne de l'énergie au fluide qui est concentré dans une veine (de diamètre sensiblement égal à celui de l'hélice) et ce, d'autant plus que la traction est grande. On observe par ailleurs un accroissement de la vitesse axiale et mise en rotation du fluide (figure. II.7) ; la vitesse tangentielle acquise ne contribue pas au calcul de la traction (c'est le souffle de l'hélice qui n'existe pas en amont) et possède le même signe que la rotation de l'hélice .

Le fluide possède également une faible vitesse radiale au voisinage du disque appelée contraction de veine (figure. II.8) l'observation du sillage d'hélice dans un tunnel hydrodynamique révèle la présence d'un fort tourbillon qui s'échappe de l'extrémité de chaque pale et s'enroule en hélicoïde (figure.II.7).

On peut écrire schématiquement (figure. II.6) :

- Traction de l'hélice

$$F = k_1 . \rho . N^2 . R^4 \quad (\text{II.2})$$

- Puissance absorbée par l'hélice

$$W = k_2 . \rho . N^3 . R^5 \quad (\text{II.3})$$

- Vitesse de V_0

$$V_0 = k_3 . N . R \quad (\text{II.4})$$

Avec: $k_1, k_2, k_3 = f$ (calage θ de l'hélice défini à 75% de R).

Selon les valeur de k_1, k_2, k_3 l'hélice peut être tractive, frein (traîne au lieu de pousse et absorption de puissance),mouline(train et fourniture de puissance).

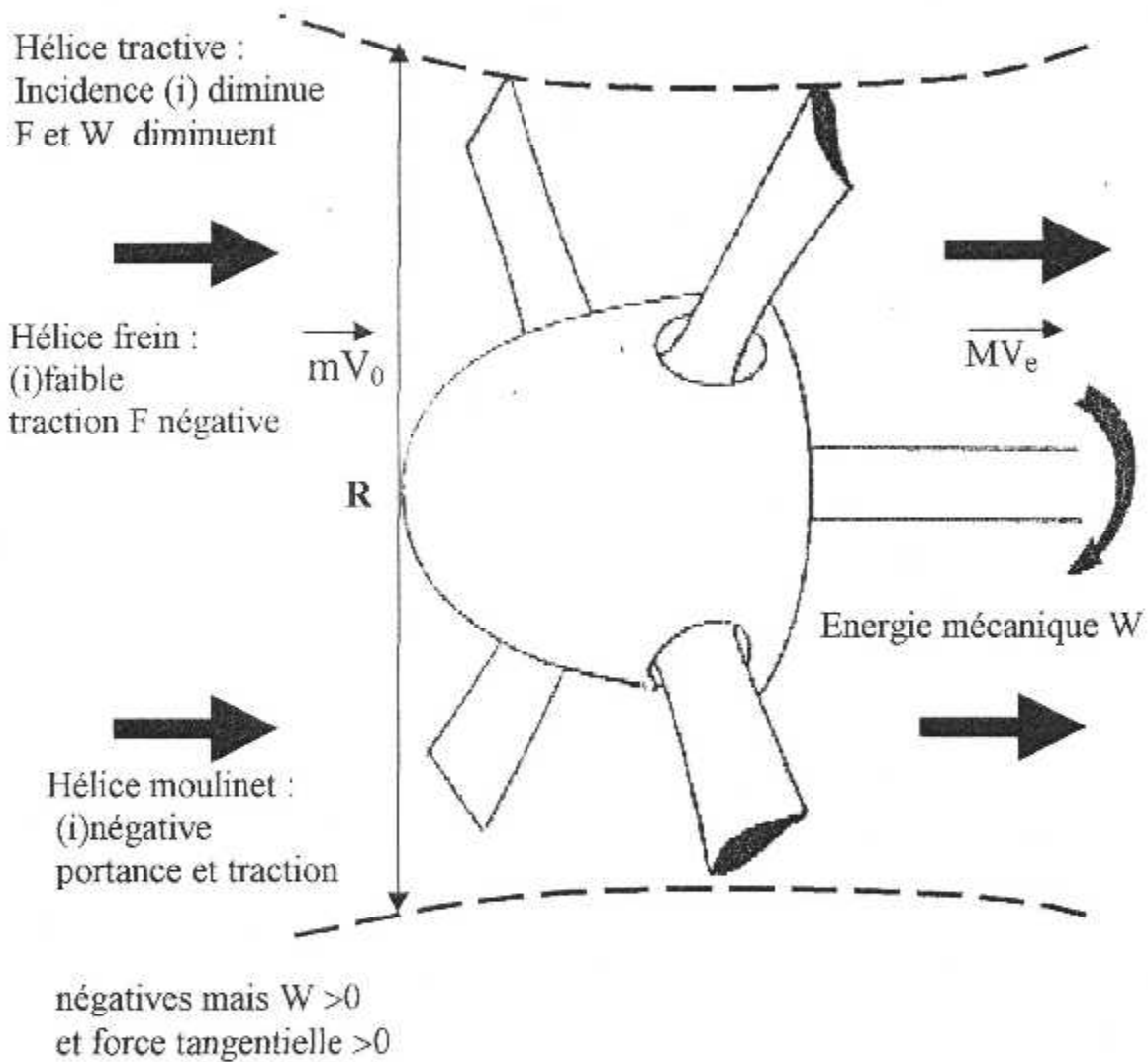


Figure II.6. Principe de fonctionnement de l'hélice

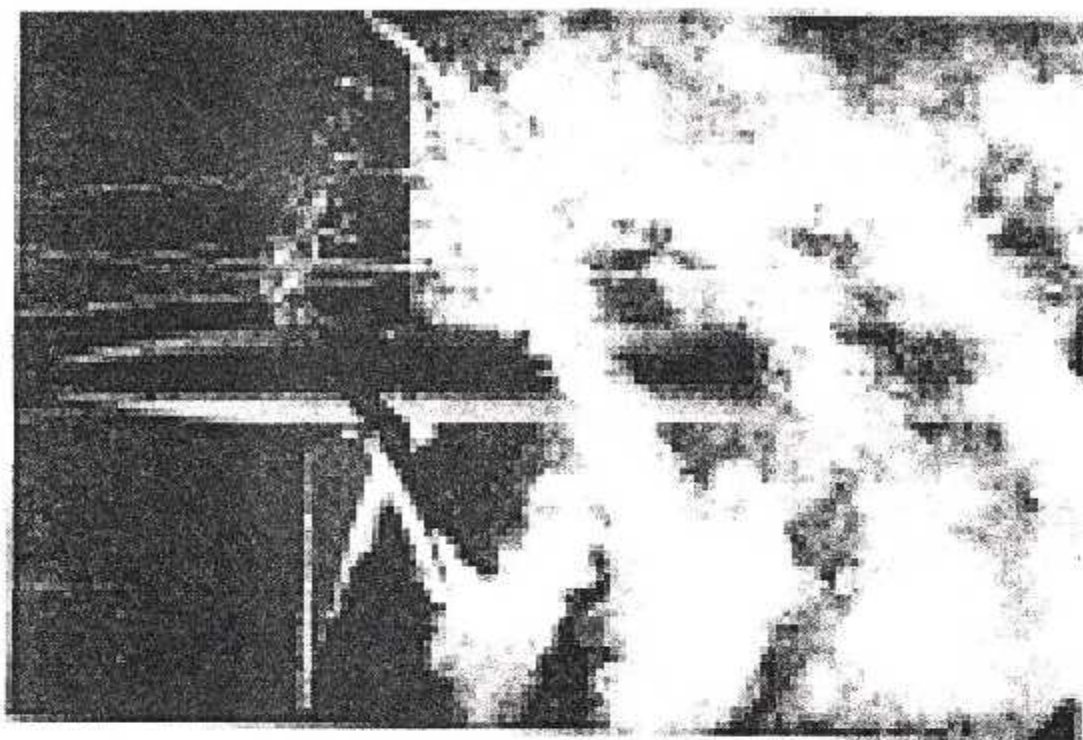


Figure II.7. Observation de la mise en rotation du fluide

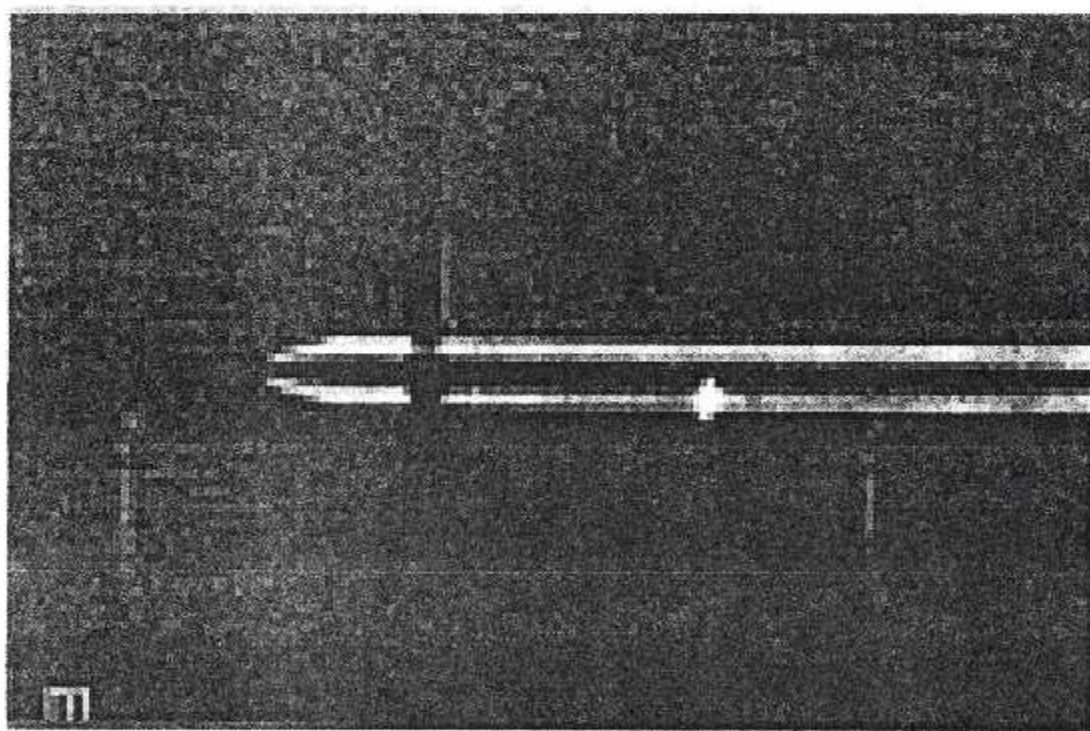


Figure II.8. Contraction de veine

II.5.4.2 Notion de rendement propulsif :

L'objectif pour une hélice ,consiste à créer une force propulsive par variation de la quantité de mouvement de l'air qui la traverse (avec le meilleur rendement possible) et à la transmettre à la structure de l'avion. Il faut analyser la définition du rendement propulsif (différent du rendement d'hélice défini ultérieurement) pour mettre en relief l'intérêt de l'hélice.

Considérons que l'avion évolue à la vitesse V_0 .le débit massique d'air \dot{D} qui traverse le disque hélice est accélère à la vitesse V_2 arriere de celui -ci .La force propulsive vaut , par application du théorème de la quantité de mouvement :

$$F = \dot{D} (V_2 - V_0) \quad (\text{II.5})$$

Et la puissance propulsive :

$$P_p = V_0 \dot{D} (V_2 - V_0) \quad (\text{II.6})$$

La puissance fournie au fluide vaut (théorème de l'énergie cinétique) :

$$P_f = \frac{1}{2} \dot{D} (V_2^2 - V_0^2) \quad (\text{II.7})$$

Le rendement propulsif est donc égal à :

$$\eta = P_p / P_f = 2 V_0 / \langle V_2 + V_0 \rangle \quad (\text{II.8})$$

avec : $V_2 > V_0$

Celui-ci sera d'autant meilleur que V_2 sera proche de V_0 .ainsi pour une traction requise, devant compenser la traînée de l'avion on cherchera à peu accélérer un grand volume d'air si un avion évolue à faible vitesse (et inversement, on cherchera à beaucoup accélérer un petit volume pour un avion à grande vitesse, d'ou l'essor des turboréacteurs). Du seul point de vue du rendement propulsif l'hélice est donc meilleure aux basses vitesses.

II.5.5. Choix du diamètre de l'hélice :

De nombreux facteurs interviennent dans le choix du diamètre de l'hélice, parmi ceux-ci, nous avons :

- la hauteur libre au-dessus du sol, qui doit être suffisamment grande pour éviter les endommagements aux extrémités d'hélice.
- L'espacement nécessaire, sur un avion multimoteur, entre les hélices, entre chaque intérieur et le fuselage.
- La résistance mécanique des pales contre les forces de flexion et les forces centrifuges.
- La présence du fuselage ou d'autre corps de grandes dimensions sont immédiatement derrière l'hélice, pour une hélice tractive.

Par hypothèse nous nous situons dans un régime subsonique (les vitesses inférieures à 272m/s).

Si l'on observe le coefficient de traînée C_x en fonction de la vitesse de l'air, on s'aperçoit que le coefficient de traînée est sensiblement constant jusqu'à une vitesse d'air d'environ 238m/s.

Le coefficient de traînée C_x augmente rapidement si :

- V est la vitesse d'avancement de l'avion (m/s).
- N est la vitesse de rotation de l'hélice (trs/s).
- D est le diamètre en bout de la pale.

La vitesse en bout de la pale qui dépend non seulement de la vitesse de rotation, mais aussi de la vitesse de translation de l'avion et du diamètre de l'hélice est donnée par :

$$W^2 = V^2 + (\pi \cdot N \cdot D)^2 \quad (II.9)$$

$$D = \frac{\sqrt{W^2 - V^2}}{N \pi} \quad (\text{II.10})$$

Dans notre cas :

W doit être inférieure à 238 m/s .

V peut atteindre 67 m/s .

N peut atteindre 54 trs /s .

Donc :

$$D_{\text{Max}} = 1.346 \text{ m}$$

Pour des raisons d'encombrement, de traînée minimum concernant la hauteur d'implantation du moteur, d'effort transmis à la cellule, il faut donc que l'hélice soit la plus petite possible.

Pour toutes ces raisons nous prendrons pour nos calculs comme diamètre de l'hélice $D = 1.2$ mètre.

CHAPITRE : III

calcul de conception du réducteur de vitesse

III.1. REDUCTEURS DE VITESSE :

Les engins séparés intercalés entre le moteur et la machine réceptrice ont habituellement le nom de réducteur de vitesse . ils sont destinés à la réduction des vitesses angulaires et à l'augmentation des moments .

III.1.1. Réducteurs aux arbres parallèles :

III.1.1.1. Deux arbres (à un train) : (figure.III.1)

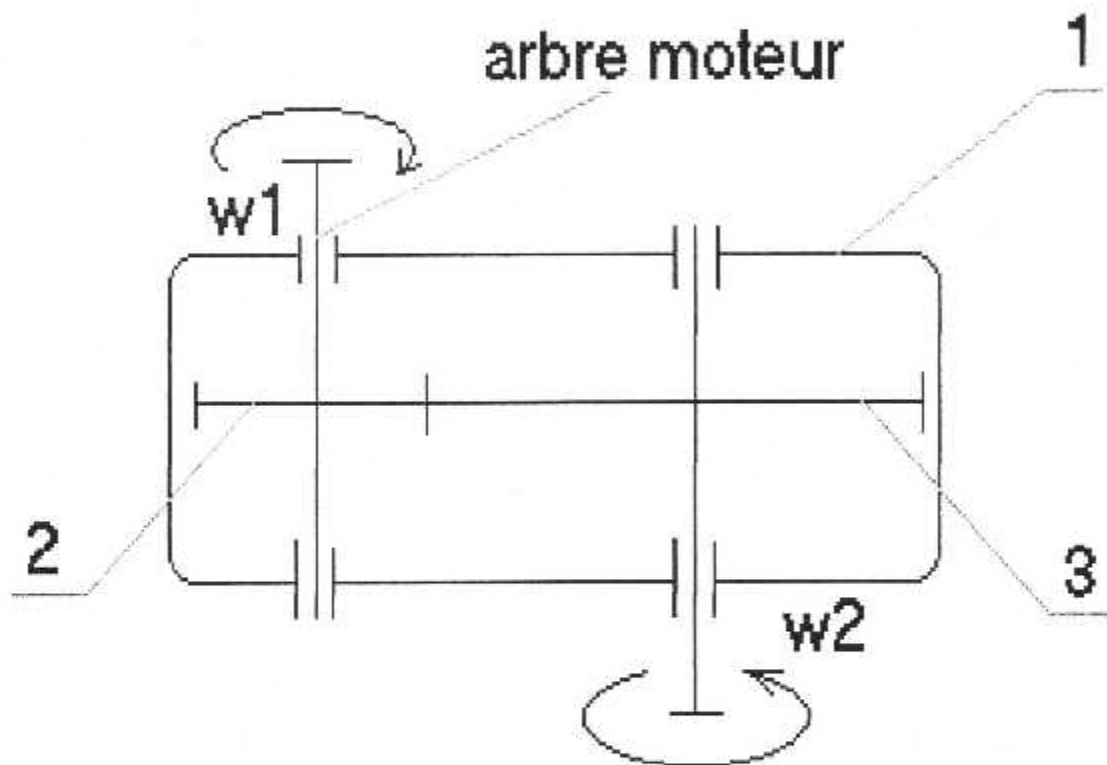


figure.III.1. Réducteur à deux arbres (à un train)

1-carter (bâti) .

2-pignon z_1 .

3-roue z_2 .

pour ce réducteur les rapports de réduction $\left(U = Z_1 / Z_2 \right)$ sont limités entre 2 et 6.

III.1.1.2. A trois arbres (à deux trains) : (figure.III.2)

Ces sont les réducteurs les plus répandus .

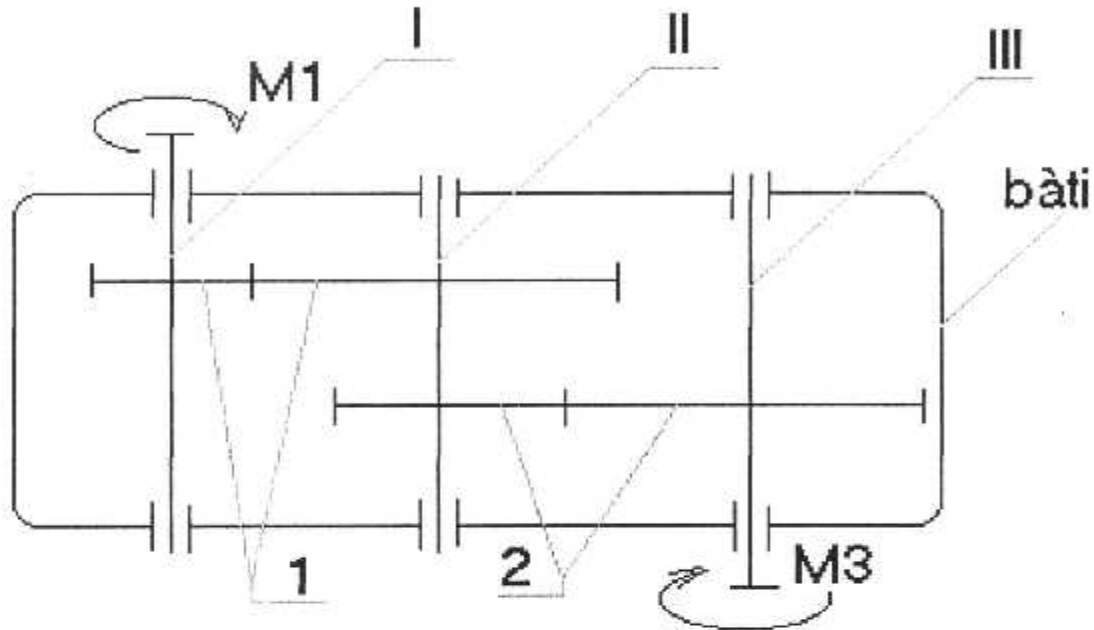


Figure.III.2. réducteur à trois arbres (à deux trains)

1- couple rapide (U_1) .

2- couple lent (U_2) .

I- arbre d'entrée (moteur)

II- arbre intermédiaire .

III-arbre de sortie (récepteur) .

Le rapport de réduction global est :

$$U_{g1} = U_1 * U_2 \cdot 6 \text{ à } 6^2 \quad (III.1)$$

la disposition des roues non symétrique par rapport aux appuis provoque toujours une concentration de la charge des dents c'est pourquoi ce schéma est utilisable pour des charges faibles et moyennes .

Pour des charges importantes on utilise souvent des réducteurs à couple rapide en deux parties .(figure.III.3)

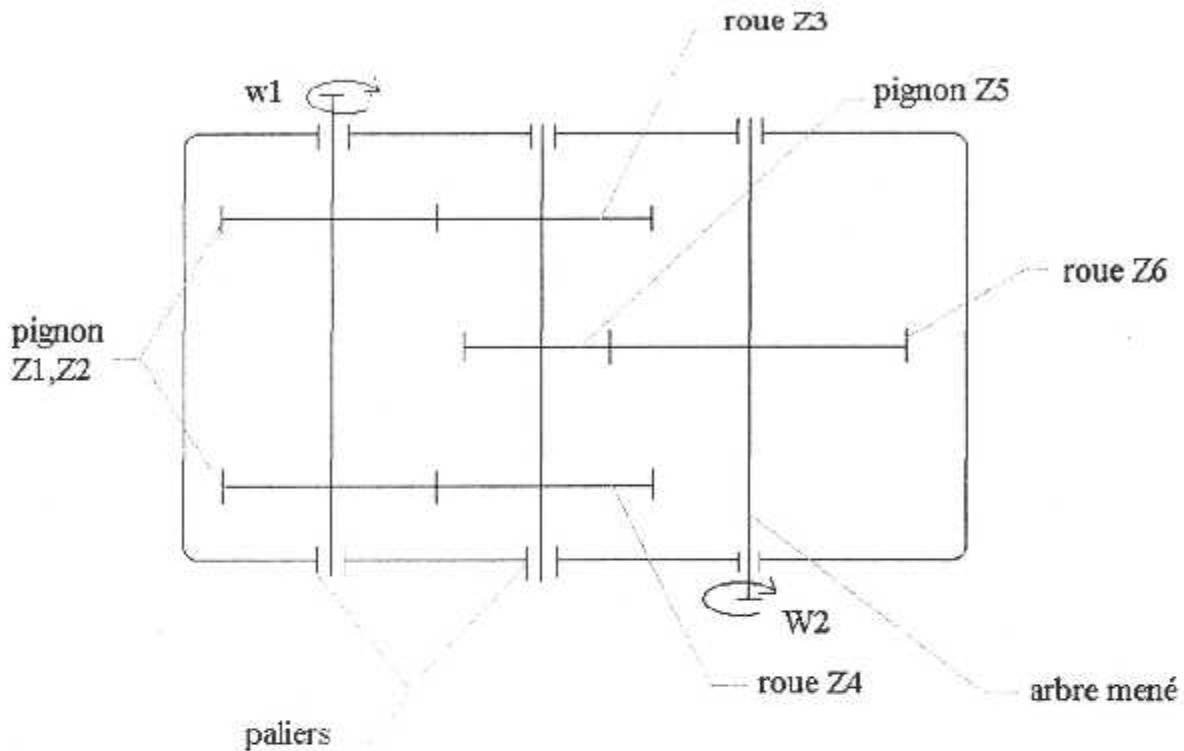


figure.III.3. A trois arbres (à deux trains) (charge important)

III.1.2. Réducteurs aux arbres perpendiculaires : (figure.III.4)

La confection des ces réducteurs est assez compliquée .

Les roues de couple rapide sont toujours hélicoïdales .

L'arbre moteur doit avoir la possibilité du déplacement axiale pour égaliser les sollicitations de deux parties de couple rapide . parmi les réducteurs à trois arbres on trouve aussi des réducteurs « a axes coaxiale » dont l'avantage est certaine réduction de la longueur .

Utilisation des réducteurs coniques est assez rares à du montage délicat de leurs l'engrènement . (lors du montage il faut obtenir la coïncidence des sommets de deux cônes primitifs).le réglage est toujours long et cher à réaliser .

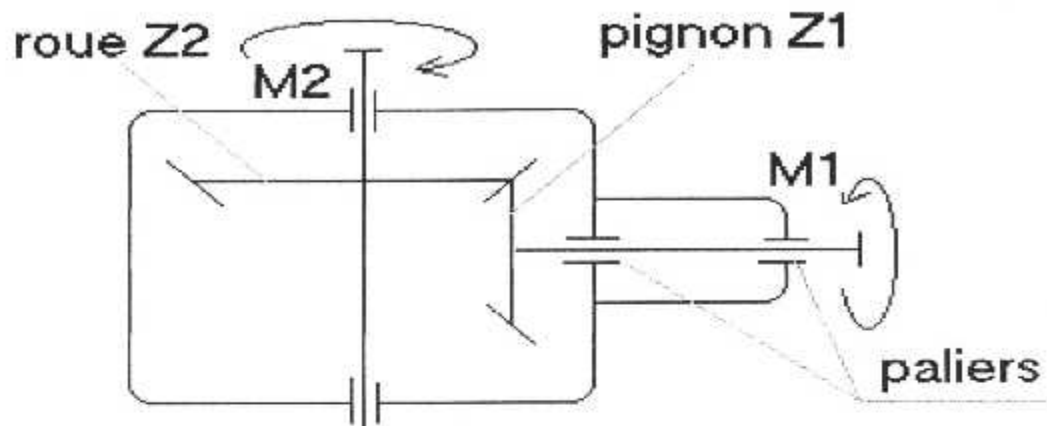


figure.III.4. Réducteurs aux arbres perpendiculaires

III.1.3. Réducteurs à vis sans fin : figure.III.5 et figure.III.6)

suivant la position relative de la vis par rapport à la roue on trouve :

- réducteurs à vis en dessus . (figure.III.5)
- réducteurs à vis en dessous . (figure.III.6)

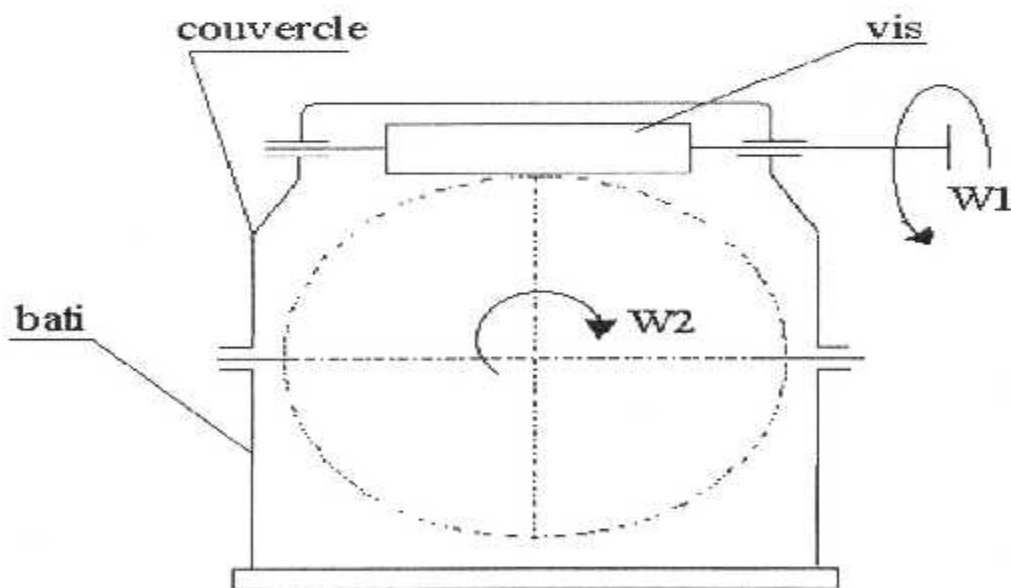


figure.III.5 .Réducteurs à vis en dessus

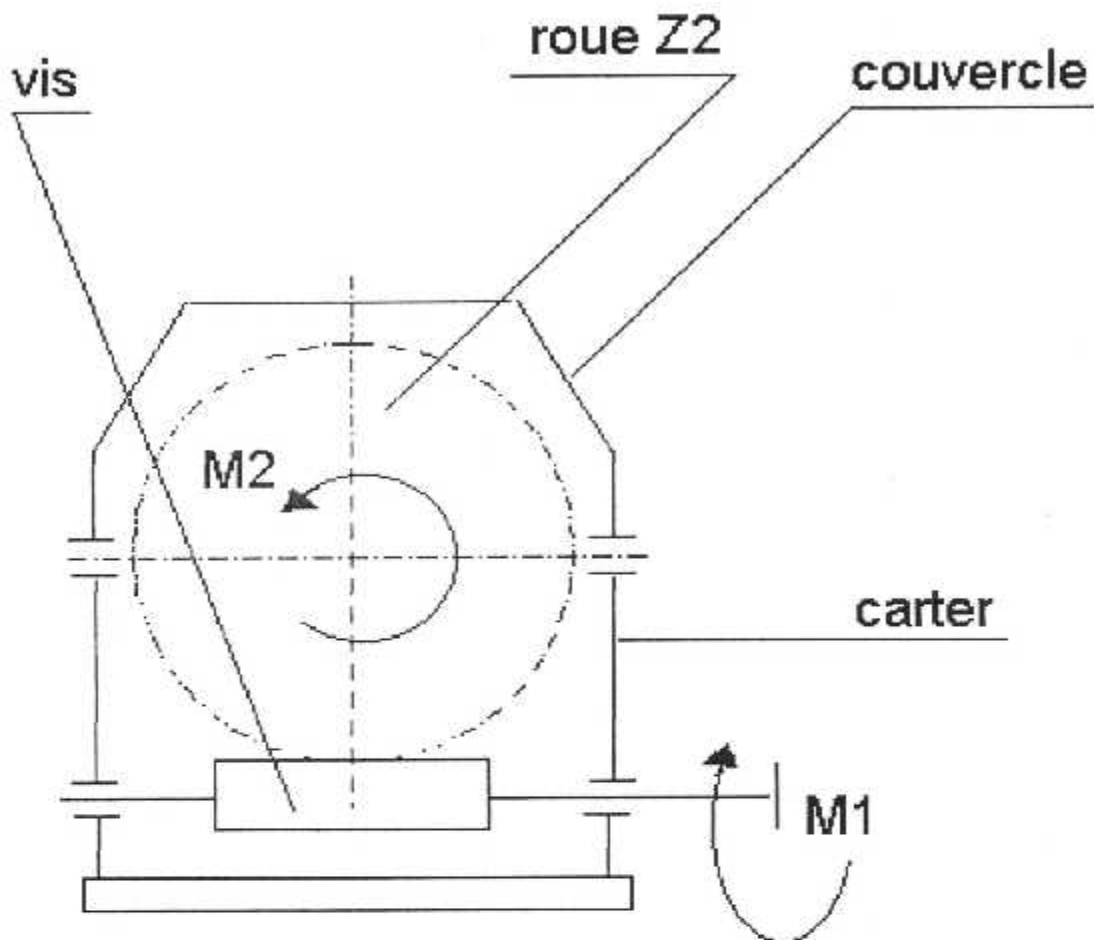


figure.III.6. Réducteurs à vis en dessous

L'intérêt d'utilisation de ces réducteurs c'est qu'ils rendent la fonction souples sans bruit et permettent d'obtenir dans un couple des rapports de réduction très élevés . pratiquement « U » varie de 10 à 80 .

III.1.4. Groupes moto-réducteurs :

les groupes moto-réducteurs sont constitués ordinairement par un moteur asynchrone fixé par flasque-bride directement sur un réducteur .

par exemple :

moto-réducteur à vis (figure.III.7)

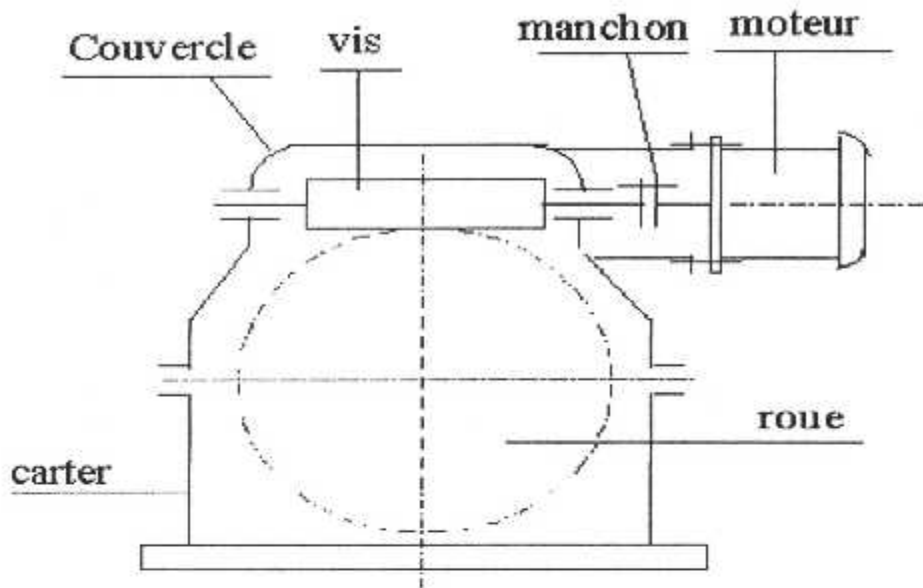


figure.III.7. réducteur à groupes moto-réducteurs

III.1.5. Réducteurs à chaîne : (figure.III.8)

les réducteurs à chaîne peuvent être fabriqués avec des tolérances assez larges ce qui se traduit par un prix de revient plus bas (par rapport à des réducteurs à engrenages) .

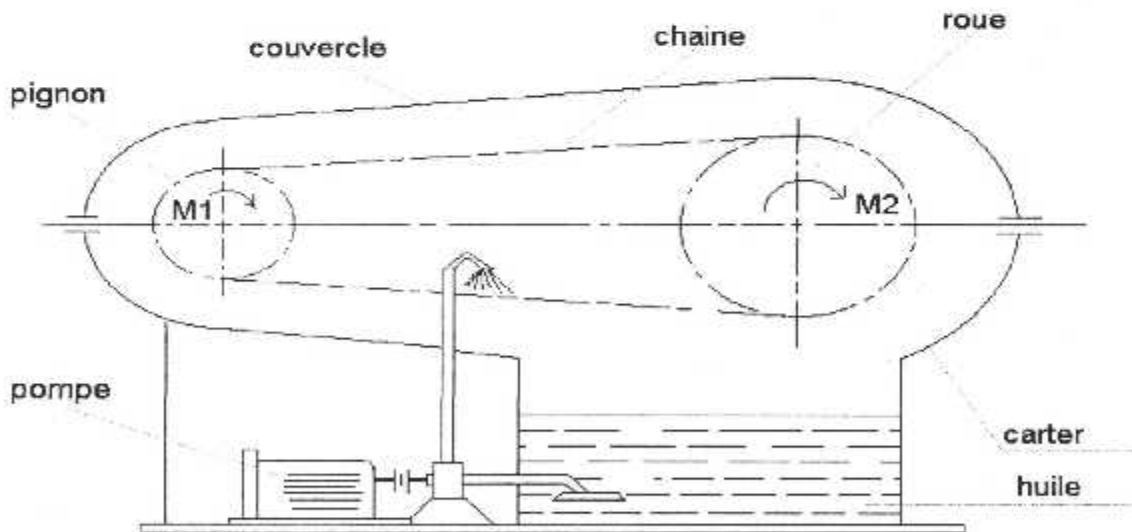


figure.III.8. Réducteurs à chaîne

III.1.6. Réducteurs combinés : (figure.III.9 et figure.III.10)

dans certains réducteurs on utilise des combinaisons des différents types des engrenages .

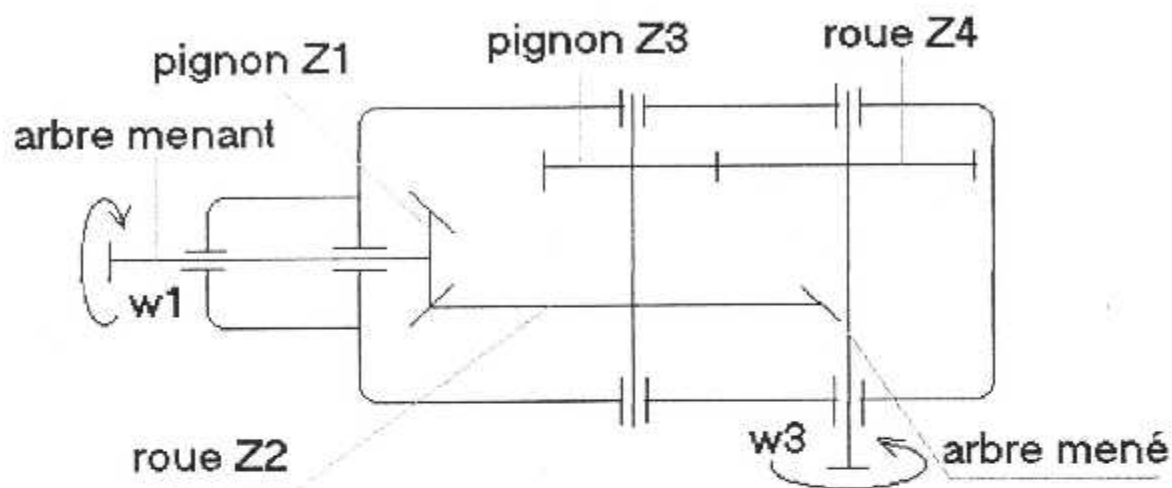


figure.III.9. réducteur à double train cylindro-conique

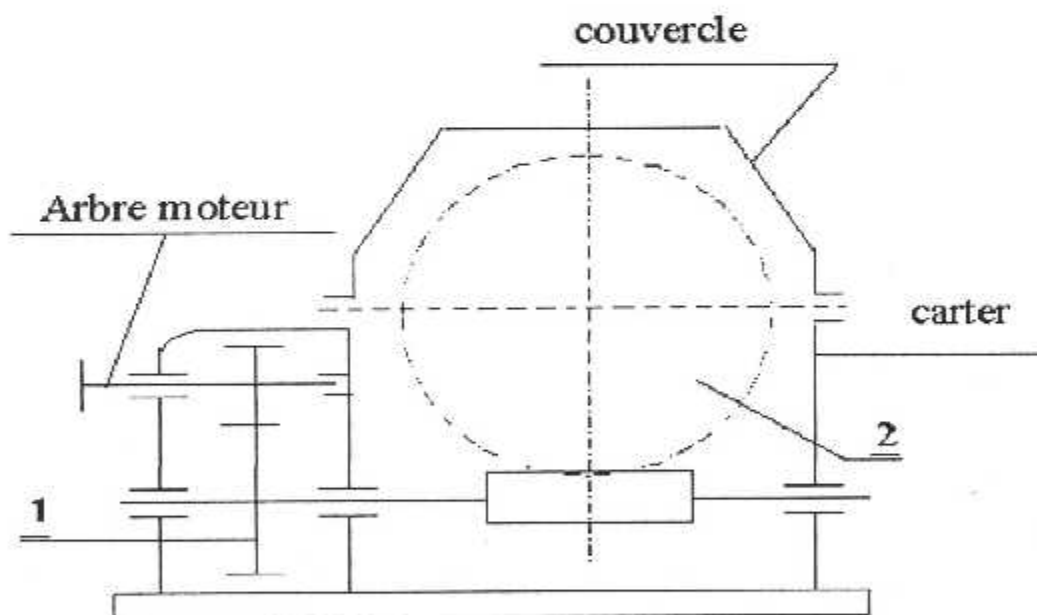


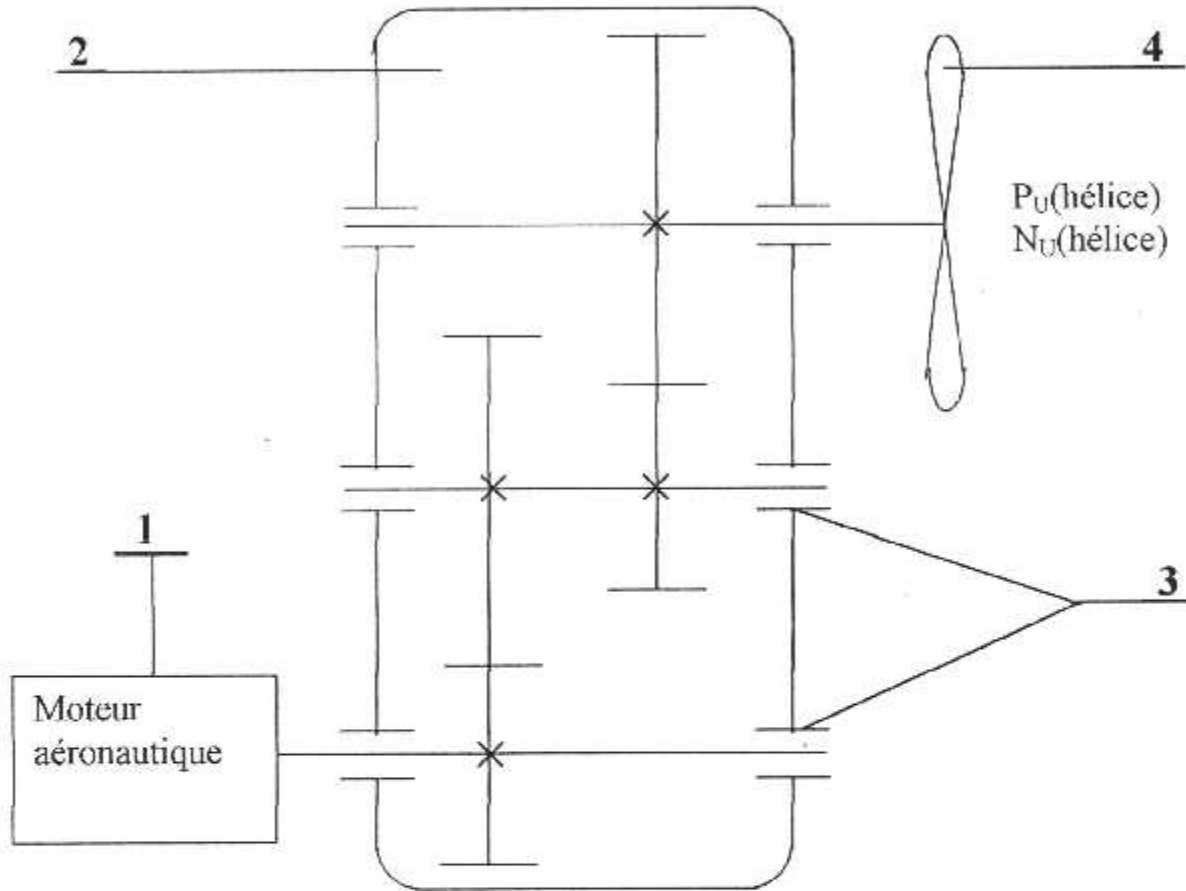
figure.III.10. réducteur à double train à vis sans fin et couple rapide à engrenage cylindrique .

1-couple rapide (l'engrenage cylindrique) .

2-couple lent (roue et vis sans fin) .

III.2. REDUCTEUR DE VITESSE D'UN MOTEUR AERONAUTIQUE DE LABOS :

Représente sur le schéma cinématique suivant :



P_m

$N_{v_{mot}}$

Figure III.II. schéma cinématique du réducteur de vitesse

1-moteur aéronautique .

2-réducteur des vitesses à double étages .

3-les paliers .

4-hélice .

-donnés de départ :

1⁰/Puissance moteur : $P_m=43.6(\text{kW})$.

2⁰/vitesse de rotation du moteur : $N_{v_{mot}}=38157.15(\text{tr}/\text{min})$.

3⁰/duré de fonctionnement de la commande : $T=36.10^3 (\text{h})$.

4⁰/charge en service est flexible et constante ,

5⁰/vitesse de rotation de l'hélice : $N_{U}=3240 (\text{tr}/\text{min})$.

III.2.1. Calcul cinématique de la commande :**III.2.1.1. Détermination du rendement global de la commande :**

$$\eta_{gl} = \eta_{eng}^2 * \eta_{pal}^3 \quad (III.2)$$

soit ici :

$\eta_{eng}=(0.96)$ est le rendement de l'engrenage .

$\eta_{pal}=(0.99)$ est le rendement de palier à roulement .

(voir le tableau 1 en annexe) .

alors :

$$\eta_{gl}=(0.96)^2*(0.99)^3=0.894 .$$

III.2.1.2. Détermination de la puissance utile de l'hélice :

$$P_{mot} = \frac{P_u}{\eta_{gl}} \Rightarrow P_u = P_{mot} . \eta_{gl} \quad (III.3)$$

$$P_u = 43 . 6 * 0 . 894 = 38 . 97 (kw) .$$

$$P_u = 38 . 97 (kw) .$$

III.2.1.3. Détermination du rapport global des vitesses de la commande :

$$i_{eng} = \frac{N_m}{N_u} \quad (III.4)$$

$$i_{eng} = \frac{38157 . 15}{3240} = 11 . 77$$

A son tour ,le rapport global est donné par le produit .

(voir le tableau 2 en annexe) .

$$i_{gl} = i_{eng} = 11 . 77 \cong i_{eng1} * i_{eng2} \cong 3 . 237 * 3 . 635$$

i_{eng} :le rapport des vitesses de transmission par engrenage .

alors,la valeur approchée du rapport global des vitesses .

III.2.1.4. Détermination des vitesses de rotation des arbres de la commande :

- arbre moteur : $N_m = 38157.15$ (tr/min)
- arbre intermédiaire :

$$N_{int} = \frac{N_m}{i_{eng1}} = \frac{38157.15}{3.237} = 11787.81 \text{ (tr/min)}$$

$i_{eng1} = 3.237$ -le rapport des vitesses de transmission en 1^{er} étage par engrenage .

- arbre l'hélice :

$$N_u = \frac{N_{int}}{i_{eng2}} = \frac{11787.81}{3.635} = 3242.86 \text{ (tr/min)}$$

$i_{eng} = 3.635$ -le rapport des vitesses de transmission en 2^{eme} étage par engrenage .

III.2.1.5. Détermination des puissances à transmettre par les arbres :

Respectivement :

$$P_1 = P_{mot} = 43.6 \text{ (kW)}$$

$$P_{int} = P_1 \cdot \eta_{pct}^2 \cdot \eta_{eng} \quad (III.5)$$

$$P_{int} = 43.6 * (0.99)^2 * (0.96) = 41.02 \text{ (kW)}$$

$$P_u = P_{int} \cdot \eta_{pct} \cdot \eta_{eng} \quad (III.6)$$

$$P_u = 41.02 * (0.99) * (0.96) = 38.98 \text{ (kW)}$$

$$P_u = 38.98 \text{ (kW)}$$

III.2.1.6. Détermination des moments de rotation des arbres de la commande :

$$M_1 = M_m = 95500 \cdot \frac{P_{mot}}{N_m} = 95500 * \frac{43.6}{38157.15} = 109.12 \text{ (daN} \cdot \text{cm)}$$

$$M_1 = 109.12 \text{ (daN} \cdot \text{cm)}$$

$$M_u = \frac{P_{mot}}{\omega_1} = \frac{43.6 * 10^3}{3993.78} = 10.91 \text{ (N} \cdot \text{m)}$$

ici P_1 est la puissance transmise en (w) ;

ω_1 est la vitesse angulaire en (rad/s) .

$$\omega_1 = \frac{\prod N_m}{30} = \frac{3.14 \cdot 38157.15}{30} = 3993.78 \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)$$

a-Pour l'arbre menant du réducteur :

$$M_2 = M_1 = 10.91 (N \cdot m)$$

b-Pour l'arbre intermédiaire du réducteur :

$$M_1 = M_2 \cdot i_{eng1} = 10.91 \cdot 3.237 = 35.23 (N \cdot m)$$

c-Pour l'arbre mené du réducteur :

$$M_4 = M_3 \cdot i_{eng} = 35.23 \cdot 3.635 = 128.06 (N \cdot m)$$

III.2.2. Calcul à la résistance de l'engrenage :

III.2.2.1. Choix des matériaux pour les roue dentées :

On choisira d'après le tableau 3 en annexe .

Roue d'entées	métal	Traitement thermique	Caractéristique (N/m)			Dureté HB
			σ_r	$\sigma_{éc}$	σ_{-1}	
pignon	Acier 40XH	Trempe et revenu	1200	930	520	350
roue	Acier 35XH	Trempe et revenu	1200	930	520	350

Tab.III.1.tableau des matériaux pour les roue dentées

III.2.2.2. Détermination des contraintes admissibles :

a-La contrainte admissible de contact à pour expression

$$[\sigma]_F = 2.75 \cdot HB \cdot KHL \left(\frac{N}{\text{mm}^2} \right) \quad (\text{III.7})$$

soit , ici : HB est la dureté brinell de surface actives de dents ;

KHL est le coefficient de longévité :

$$KHL = \sqrt[6]{\frac{10^7}{N_c}} \quad 2.4 \geq KHL \geq 1 \quad (\text{III.8})$$

Ou : N_c est le nombre de sollicitations ;

Pour la sollicitation constante .

$$N_i = 60 \cdot N_u \cdot T = 60 \cdot 3240 \cdot 36 \cdot 10^3 \cdot 60 = 4.19 \cdot 10^{11}$$

ici : T est la durée de fonctionnement en (h) .

N_u est la vitesse de rotation de l'hélice en (tr/min) .

$$\text{Pour } T = 36 \cdot 10^3 \text{ (h)} \Rightarrow KHL = 1$$

pour toute les roues dentés $KHL = 1$

Alors les contraintes admissibles de contacts :

▪ **Pour les pignons :**

$$[\sigma]_{\text{pign}} = 2.75 \cdot 350 \cdot 1 = 962.5 \left(\frac{N}{\text{mm}^2} \right)$$

▪ **Pour les roues :**

$$[\sigma]_{\text{roue}} = 2.75 \cdot 350 \cdot 1 = 962.5 \left(\frac{N}{\text{mm}^2} \right)$$

b-Les contraintes admissibles de flexion :

sont déterminées par la relation :

$$[\sigma]_f = \frac{1.4 \cdot \sigma_{-1}}{K_{\sigma} \cdot [n]} K_{fh} \left(\frac{N}{\text{mm}^2} \right) \quad (\text{III.9})$$

soit , ici :

σ_{-1} est la limite d'endurance du métal .

(voir le tableau 3 en annexe) .

$K_{\sigma} = 1.8$ est le coefficient de concentration des contraintes .

(voir le tableau 4 en annexe) .

$[n] = 1.8$ est le coefficient de sécurité .

(voir le tableau 4 en annexe) .

K_{fh} est le coefficient de longévité .

$$K_{fh} = \sqrt[6]{\frac{5 \cdot 10^6}{N_c}} \quad 2 \geq K_{fh} \geq 1 \quad (\text{III.10})$$

pour la durée de fonctionnement $T = 36 \cdot 10^3 \text{ (h)}$.

$$\Rightarrow K_{fh} = 1$$

les contraintes admissibles de flexion :

- Pour les pignons :

$$[\sigma]_{\text{pign}} = \frac{1.4 * 520 * 1}{1.8 * 1.8} = 224.69 \left(\frac{N}{\text{mm}^2} \right)$$

- Pour les roues :

$$[\sigma]_{\text{roue}} = \frac{1.4 * 520 * 1}{1.8 * 1.8} = 224.69 \left(\frac{N}{\text{mm}^2} \right)$$

III.2.2.3. Calcul du projet de l'entraxe d'engrenage :

Ce calcul se base sur les contraintes de contact $[\sigma]_H^{\text{min}}$. la valeur minimaux de l'entraxe est donnée par la relation :

$$a_1 \geq (1 + i_{\text{eng}}) \sqrt[3]{\left(\frac{340}{[\sigma]_H^{\text{min}}} \right)^2 \frac{Mr \cdot K'}{\psi_a \cdot i_{\text{eng}}}} \quad (\text{mm}) \quad (\text{III.11})$$

$i_{\text{eng}}=3.237$ est le rapport des vitesses de l'engrenages .

$\psi_a=0.5$ est le coefficient de largeur de denture .

(voir le tableau 5 en annexe) .

$K'=1.3$ est le coefficient de charge .

$Mr = M_3 = 35.23 \text{ (N} \cdot \text{m)}$ est le moment de rotation sur l'arbre de la roue (intermédiaire) .

$[\sigma]_H^{\text{min}}$ est le contrainte admissible de contact .

pour le calcul du projet il faut utiliser une valeur minimale des contraintes obtenues .

alors :

$$a_1 \geq (1 + 3.237) \sqrt[3]{\left(\frac{340}{962.5} \right)^2 \frac{35 * 23 * 10^3 * 1.3}{0.5 * 3.237}} \cong 64.5 (\text{mm})$$

nous prendrons la valeur normalisée .

(voir le tableau 6 en annexe) .

$$a_1 = 80 \text{ (mm)}$$

$$a_2 \geq (1 + i_{eng 1}) \sqrt[3]{\left(\frac{340}{[\sigma]_H^{\min}}\right)^2 \frac{Mr \cdot K'}{\psi_a \cdot i_{eng 2}}} \text{ (mm)}$$

$$i_{eng 2} = 3.635$$

$$\psi_a = 0.5$$

$$K' = 1.3$$

$Mr = M_t = 128.06 \text{ (N} \cdot \text{m)}$. est le moment de rotation sur l'arbre de l'hélice .

$$[\sigma]_H^{\min} = 962.5 \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right)$$

$$a_2 \geq (1 + 3.635) \sqrt[3]{\left(\frac{340}{962.5}\right)^2 \frac{128.06 * 1.3 * 10^3}{0.5 * 3.635}} \cong 104.4 \text{ (mm)}$$

Nous prendrons la valeur normalisé .

(voir le tableau 6 en annexe) .

$$a_2 = 112 \text{ (mm)}$$

III.2.2.4. Détermination du module d'engrènement :

- Pour 1^{er} engrenage :

$$m_1 = (0.01 \text{ à } 0.02) a_1$$

$$m_1 = (0.8 \text{ à } 1.6)$$

nous prendrons la valeur normalisée .

(voir le tableau 7 en annexe) .

$$m_1 = 1.5 \text{ (mm)}$$

- Pour 2^{eme} engrenage :

$$m_2 = (0.01 \text{ à } 0.02) a_2$$

$$m_2 = (1.12 \text{ à } 2.24)$$

nous prendrons la valeur normalisée .

$$m_2 = 1.5 \text{ (mm)}$$

III.2.2.5. Détermination des nombres de dents des roues dentées :

Ou détermine le nombre total de dents :

- 1^{er} étage :

$$\dot{\alpha}_1 = \frac{m_1(Z_{\text{pig}1} + Z_{\text{roue}1})}{2} \quad (\text{III.12})$$

D'ou on tire le nombre total de dents :

$$(Z_{\text{pig}1} + Z_{\text{roue}1}) = \frac{2 \cdot \dot{\alpha}_1}{m_1} = \frac{2 \cdot 80}{1.5} = 107$$

le nombre de dents du pignon :

$$Z_{\text{pig}1} = \frac{Z_{\text{pig}1} + Z_{\text{roue}1}}{1 + i_{\text{eng}1}} = \frac{107}{1 + 3.237} = 25.25$$

On prend : $Z_{\text{pig}1} = 25$

Le nombre de dents de la roue :

$$Z_{\text{roue}1} = (Z_{\text{pig}1} + Z_{\text{roue}1}) - Z_{\text{pig}1} = 107 - 25 = 82$$

- 2^{eme} étage :

$$\dot{\alpha}_2 = \frac{m_2(Z_{\text{pig}2} + Z_{\text{roue}2})}{2}$$

D'ou on tire le nombre total de dents :

$$(Z_{\text{pig}2} + Z_{\text{roue}2}) = \frac{2 \cdot \dot{\alpha}_2}{m_2} = \frac{2 \cdot 112}{1.5} = 149$$

le nombre de dents du pignon :

$$Z_{\text{pig}2} = \frac{(Z_{\text{pig}2} + Z_{\text{roue}2})}{1 + i_{\text{eng}2}} = \frac{149}{1 + 3.635} = 32.14$$

On prend : $Z_{\text{pig}2} = 32$

Le nombre de dents de la roue :

$$Z_{\text{roue}2} = (Z_{\text{pig}2} + Z_{\text{roue}2}) - Z_{\text{pig}2} = 149 - 32 = 117$$

III.2.2.6. Précision du rapport de transmission par engrenage :

$$U_{\text{eng}1} = \frac{Z_{\text{roue}1}}{Z_{\text{pig}1}} = \frac{82}{25} = 3.28 \quad (\text{III.13})$$

en pratique : $U_{\text{eng}1} \cong i_{\text{eng}1}$

$$U_{eng2} = \frac{Z_{roue2}}{Z_{pignon2}} = \frac{117}{32} = 3.656$$

en pratique : $U_{eng2} \cong i_{eng2}$

III.2.2.7. Précision de l'entraxe d'engrenage :

$$\dot{a}_1 = \frac{m(Z_{pignon1} + Z_{roue1})}{2} = \frac{1.5(25 + 822)}{2} = 80.25$$

$$\dot{a}_2 = \frac{m_2(Z_{pignon2} + Z_{roue2})}{2} = \frac{1.5(32 + 117)}{2} = 111.75$$

III.2.2.8. Détermination des dimensions principales des roues dentées :

N°	désignations	Pignons (mm)	Roues (mm)
1	ϕ primitif 1	$\phi p_1 = m \cdot Z p_1 = 1.5 \cdot 25 = 37.5$	$\phi r_1 = m \cdot Z r_1 = 1.5 \cdot 82 = 123$
2	ϕ primitif 2	$\phi p_2 = m_2 \cdot Z p_2 = 1.5 \cdot 32 = 48$	$\phi r_2 = m_2 \cdot Z r_2 = 175.5$
3	ϕ de tête 1	$\phi a p_1 = \phi p_1 + 2 \cdot m = 40.5$	$\phi a r_1 = \phi r_1 + 2 \cdot m = 126$
4	ϕ de tête 2	$\phi a p_2 = \phi p_2 + 2 \cdot m_2 = 51$	$\phi a r_2 = \phi r_2 + 2 \cdot m_2 = 178.5$
5	ϕ de pied 1	$\phi f p_1 = \phi p_1 - 2.5 \cdot m = 33.75$	$\phi f r_1 = \phi r_1 - 2.5 \cdot m = 119.25$
6	ϕ de pied 2	$\phi f p_2 = \phi p_2 - 2.5 \cdot m_2 = 44.25$	$\phi f r_2 = \phi r_2 - 2.5 \cdot m_2 = 171.75$
7	largeur de denture 1	$b_1 = b'_1 + 5 = 45$	$b'_1 = \dot{a}_1 \cdot \psi_a = 40$
8	largeur de denture 2	$b_2 = b'_2 + 5 = 61$	$b'_2 = \dot{a}_2 \cdot \psi_a = 56$

Tab.III.2. tableau des dimensions principales des roues dentées

III.2.2.9. Détermination de la vitesse périphérique du pignon :

$$V_{\text{prg1}} = \frac{\Pi * \phi_{p1} * N_{p1}}{60} \left(\frac{m}{s} \right) \quad (\text{III.14})$$

soit ici :

ϕ_{p1} est le diamètre primitif du pignon en (m) .

N_{p1} est la vitesse de rotation du pignon (1) en (tr/min) .

$$N_{p1} = N_m = 38157,15 \left(\frac{\text{tr}}{\text{min}} \right)$$

alors :

$$V_{\text{prg1}} = \frac{3,14 * 37,5 * 38157,15 * 10^{-3}}{60} = 74,88 \left(\frac{m}{s} \right)$$

Nous adapterons la vitesse de précision de l'engrenage (6) ;

(voir le tableau 8 en annexe) .

$$V_{\text{prg2}} = \frac{\Pi * \phi_{p2} * N_{p2}}{60} \left(\frac{m}{s} \right)$$

soit ici :

N_{p2} est la vitesse de rotation du pignon (2) en (tr/min) .

$$N_{p2} = N_m = 11787,81 \left(\frac{\text{tr}}{\text{min}} \right)$$

$$V_{\text{prg2}} = \frac{\Pi * \phi_{p2} * N_{p2}}{60} = \frac{3,14 * 48 * 11787,81 * 10^{-3}}{60} = 29,61 \left(\frac{m}{s} \right)$$

nous adapterons la vitesse de précision de l'engrenage (6) ;

(voir le tableau 8 en annexe) .

III.2.2.10. Précision de la vitesse du coefficient de charge :

$$\text{on à : } K_1 = K_v * K_{b1} \quad (\text{III.15})$$

Ou :

$K_v=1,3$ est le coefficient dynamique et il est choisi en fonction de la vitesse périphérique .

(voir le tableau 9 en annexe) .

K_{b1} est le coefficient de concentration de contrainte est déterminé par la relation ;

$$K_{b1} = \frac{K_{f1} + 1}{2} = \frac{1.25 + 1}{2} = 1.125$$

Où : K_{f1} est choisi en fonction du rapport :

$$\frac{b_1}{\phi p_1} = \frac{45}{37.5} = 1.2$$

(voir le tableau 10 en annexe) .

alors : $K_1 = 1.3 * 1.125 = 1.4625$

$$K_2 = K_v \cdot K_{b2}$$

$$K_{b2} = \frac{K_{f2} + 1}{2} = \frac{1.25 + 1}{2} = 1.125$$

$$\frac{b_2}{\phi p_2} = \frac{61}{48} = 1.27$$

$$K_2 = K_v \cdot K_{b2} = 1.3 * 1.125 = 1.4625$$

III.2.2.11. Détermination de la contrainte réelle de contact :

$$\sigma_{H1} = \frac{340}{\dot{a}_1} \sqrt{\frac{Mr_1 \cdot K_1 \cdot (1+U_1)^3}{b_1 \cdot U_1}} \leq [\sigma]_H \quad (\text{III.16})$$

ici : \dot{a}_1, K sont les valeurs précisées .

donc :

$$\sigma_{H1} = \frac{340}{80} \sqrt{\frac{35.23 * 1.4625 * (1+3.28)^3}{45 * 3.28}} = 703.09 \left(\frac{N}{mm^2} \right)$$

$\sigma_{H1} < [\sigma]_H$. Puisque : $\sigma_{H1} < [\sigma]_H$. le calcul est valable .

$$\sigma_{H2} = \frac{340}{\dot{a}_2} \sqrt{\frac{Mr_2 \cdot K_2 \cdot (1+U_2)^3}{b_2 \cdot U_2}}$$

$$\sigma_{H2} = \frac{340}{112} \sqrt{\frac{128.6 * 1.4625 * (1+3.656)^3}{61 * 3.656}} = 885.68 \left(\frac{N}{mm^2} \right)$$

Puisque : $\sigma_{H2} < [\sigma]_H$. le calcul est valable .

III.2.2.12. Calcul de vérification de la résultante à la flexion :

La contrainte réelle de flexion est déterminée à l'aide de la formule suivante :

$$\sigma_f = \frac{ft \cdot K}{m \cdot b \cdot y} \leq [\sigma]_f \quad (\text{III.17})$$

soit ici :

$K=1.4625$ est le coefficient de charge .

$m=1.5$ est le module d'engrenement .

b est la largeur de denture de la roue considérée en (mm) .

y est le coefficient de forme de la dent .

(voir le tableau 11 en annexe) .

ft est l'effort périphérique en (N) .

on détermine par la relation suivante :

$$ft_{pignon} = ft_{roue1} = \frac{2 \cdot Mr_1}{\phi r_1} = \frac{2 \cdot 35.23 \cdot 10^3}{123} = 572.84(N)$$

$$ft_{pignon2} = ft_{roue2} = \frac{2 \cdot Mr_2}{\phi r_2} = \frac{2 \cdot 128.6 \cdot 10^3}{175.5} = 1465.5(N)$$

de l'égalité suivante nous aurons :

$$y_{pignon} \cdot [\sigma]_{pignon} = y_{roue1} \cdot [\sigma]_{roue1} \quad (\text{III.18})$$

Où y_{pignon} et y_{roue} sont les coefficients de forme de dent du pignon et de la roue respectivement .

(voir le tableau 11 en annexe) .

dans le cas considéré :

$$y_{pignon} = 0.38 \quad \text{et} \quad y_{roue1} = 0.477$$

$$\text{alors : } y_{pignon} \cdot [\sigma]_{pignon} = 0.38 \cdot 224.69 = 85.38 \left(\frac{N}{mm^2} \right)$$

$$y_{roue1} \cdot [\sigma] = 0.477 \cdot 224.69 = 107.24 \left(\frac{N}{mm^2} \right)$$

$$\text{donc : } y_{pignon} \cdot [\sigma]_{pignon} < y_{roue1} \cdot [\sigma]_{roue1}$$

par conséquent , le calcul de vérification est réelle .

la contrainte réelle de flexion sera :

$$\sigma_{\text{fig}1} = \frac{ft_a \cdot K}{m_1 \cdot b_1 \cdot y_{\text{fig}1}} = \frac{572.84 \cdot 1.4625}{1.5 \cdot 45 \cdot 0.38} = 32.66 \left(\frac{N}{\text{mm}^2} \right)$$

puisque : $\sigma_{\text{fig}1} < [\sigma]_{\text{roue}1}$. le calcul est valable .

De l'égalité suivante nous aurons :

$$y_{\text{fig}2} \cdot [\sigma]_{\text{fig}2} = y_{\text{roue}1} \cdot [\sigma]_{\text{roue}1}$$

dans le cas considéré :

$$y_{\text{fig}2} = 0.41 \quad \text{et} \quad y_{\text{roue}2} = 0.49$$

$$\text{alors : } y_{\text{fig}2} \cdot [\sigma]_{\text{fig}2} = 0.41 \cdot 224.69 = 85.38 \left(\frac{N}{\text{mm}^2} \right)$$

$$y_{\text{roue}2} \cdot [\sigma]_{\text{roue}2} = 0.49 \cdot 224.69 = 110.1 \left(\frac{N}{\text{mm}^2} \right)$$

$$\text{danc : } y_{\text{fig}2} \cdot [\sigma]_{\text{fig}2} < y_{\text{roue}2} \cdot [\sigma]_{\text{roue}2}$$

par conséquent , le calcul de vérification est réelle .

la contrainte réelle de flexion sera :

$$\sigma_{\text{fig}2} = \frac{ft \cdot K}{m \cdot b \cdot y_{\text{fig}}} = \frac{1465.5 \cdot 1.4625}{1.5 \cdot 61 \cdot 0.41} = 57.13 \left(\frac{N}{\text{mm}^2} \right)$$

puisque : $\sigma_{\text{fig}2} < [\sigma]_{\text{roue}2}$. le calcul est valable .

III.2.3. Arrangement du réducteur :

Après avoir déterminé les dimensions principales des roues dentées , il faut réaliser la première étape de l'arrangement du réducteur à l'échelle quelconque . (Voir la figure.III.11 et le tableau 6 en annexe) .

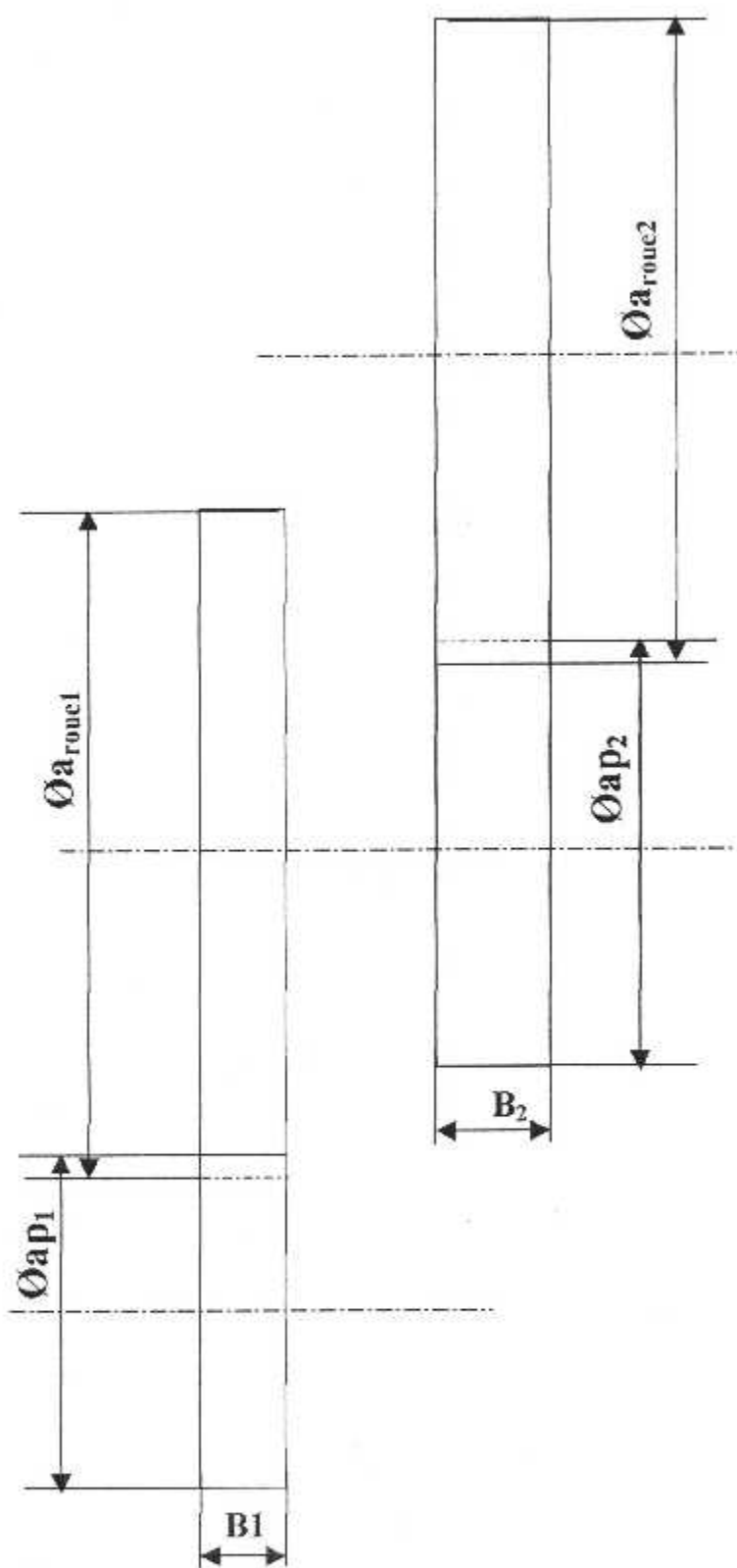


Figure.III.12. arrangement du régime .



III.3. DIMENSIONNEMENT ET CALCUL DES ARBRES : [IV]

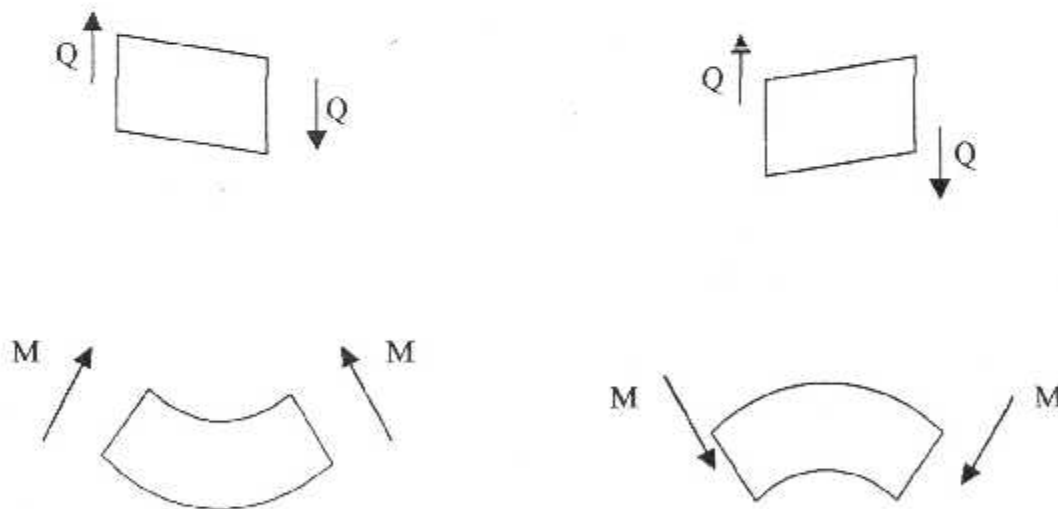
III.3.1. Effort tranchant et moment fléchissant :

L'effort tranchant et le moment fléchissant sont déterminés par a méthodes des sections.

La valeur de l'effort tranchant (Q_x) dans une section droite quelconque de la poutre est égale à la somme algébrique des projections de toutes les forces extérieures (concentrées ou réparties) agissant sur la poutre d'un côté de la section considérée, sur l'un des axes principaux centraux d'inertie de la section.

La valeur du moment fléchissant (M_x) dans une section droite quelconque de la poutre est égale à la somme algébrique des moments de toutes les charges extérieures, agissant d'un côté de section considérée, par rapport à l'un des axes principaux centraux d'inertie de la section.

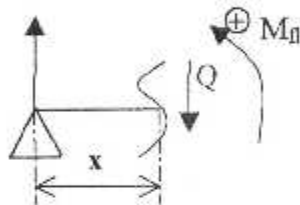
On admet que les valeurs positives et négatives de (Q) et (M) correspondent aux directions indiquées (fig.1).



Solution de notre cas :

Déterminons les relations aux appuis d'après la condition de la statique en prenant les sommes des moments par rapport aux appuis droit et gauche : F_{V1} ? F_{V2} ? , F_{H1} ? , F_{H2} ?.

Pour simplifier les expressions de (Q) et (M) nous considérons des sections du côté gauche dans les parties de $l_1=$, $l_2=$ et $l_3=$.



D'après les valeurs ainsi obtenues on construit le diagramme du moment fléchissant.

III.3.2. formules donnant le diamètre de l'arbre :

L'arbre soumis à la flexion et la fois à la torsion , le moment de flexion équivalent aux droit de la section dangereuse est :

$$Meq = \sqrt{M_f^2 + Mt^2} \quad (\text{III.19})$$

en appliquant les formules classiques de RDM on aura :

$$\sigma_t = \frac{Meq}{\frac{I}{V}} = \frac{32 Meq}{\pi d^3} \leq Rp \Rightarrow da \geq \sqrt[3]{\frac{32 Meq}{\pi Rp}} \quad (\text{III.20})$$

l'arbre supporte le moment de flexion dans deux perpendiculaires , l'un horizontale est l'autre vertical d'où :

$$Mft = \sqrt{Mfv^2 + Mfh^2} \quad (\text{III.21})$$

- **choix du matériaux :**

pour tout les arbres on utilise un acier de nuance 20 MC 5 avec ;

$$[Rm]=1270 \text{ Mpa}$$

$$R_p = \frac{R}{n}, \text{ avec : } n=10$$

n : coefficient de sécurité $n=(5_10)$

$$\Rightarrow R_p = 127 \text{ Mpa}$$

III.3.2 calcul des force dans les pignons (roues) : f_t, f_t'

$$f_t = \frac{2M}{d} \quad (\text{III.22}) \quad , \quad f_t' = f_t \sin(20^\circ) \quad (\text{III.23})$$

III.3.3 détermination du diamètre des arbres :

III.3.3.1 détermination du diamètre de l'arbre moteur :

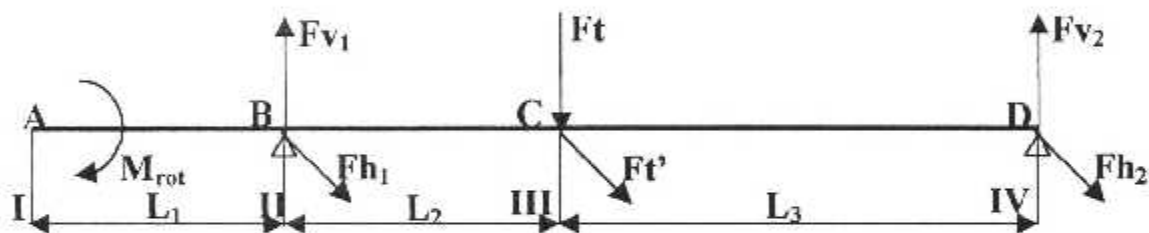


figure.III.13. arbre moteur

$$L_1 \cong 67 \text{ mm}$$

$$L_2 \cong 72 \text{ mm}$$

$$L_3 \cong 144 \text{ mm}$$

$$f_t = \frac{2M_{mot}}{\phi p_1} = \frac{2 \cdot 10.91}{37.5 \cdot 10^{-3}} = 581.86 \text{ (N)}$$

$$f_t' = f_t \sin(20^\circ) = 581.86 \cdot 0.34 = 197.83 \text{ (N)}$$

III.3.1.1. détermination des efforts :

a- sur le plan vertical :

condition de statique .

$$\sum \frac{M}{B} = 0 ; f_t \cdot L_2 - f_{v2} (L_2 + L_3) = 0$$

$$\Rightarrow f_{v_2} = \frac{f_t \cdot L_2}{(L_2 + L_3)} = \frac{581.86 \cdot 72}{(72 + 144)} = 193.95(N)$$

$$\sum M/D = 0 ; f_t \cdot L_3 - f_{v_2}(L_2 + L_3) = 0$$

$$\Rightarrow f_{v_1} = \frac{f_t \cdot L_3}{(L_2 + L_3)} = \frac{581.86 \cdot 144}{72 + 144} = 387.9(N)$$

Moment fléchissant :

$$x=0, M_{fv} = 0$$

- $0 \leq x \leq L_2 \rightarrow M_{fv} = x \cdot f_{v_1}$
 - $x = L_2, M_{fv} = 27.92(N.m)$
- $L_2 \leq x \leq (L_2 + L_3) \rightarrow M_{fv} = f_{v_1} \cdot x - f_t \cdot (x - L_2)$
 - $x = L_2, M_{fv} = 27.92(N.m)$
 - $x = (L_2 + L_3), M_{fv} = 0$

b-sur le plan horizontal :

condition de statique .

$$\sum M/B = 0 ; f_t \cdot \sin(20^\circ) L_2 - f_{h_2}(L_2 + L_3) = 0$$

$$f_{h_2} = \frac{f_t \cdot \sin(20^\circ) L_2}{L_2 + L_3} = \frac{197.83 \cdot 72}{72 + 144}$$

$$\sum M/D = 0 ; -f_t' \cdot L_3 + f_{h_2}(L_2 + L_3) = 0$$

$$f_{h_1} = \frac{f_t' \cdot L_3}{L_2 + L_3} = \frac{197.83 \cdot 144}{72 + 144} = 131.88(N)$$

$$x = 0, M_{fh} = 0$$

- $0 \leq x \leq L_2 \rightarrow M_{fh} = f_{h_1} \cdot x$
 - $x = L_2, M_{fh} = 9.49(N.m)$

- $L_2 \leq x \leq (L_2 + L_3) \rightarrow M_{fh} = fh_1 \cdot x - ft'(x - L_2)$

$x = L_2, M_{fh} = 9.49 \text{ (N.m)}$

$x = (L_2 + L_3), M_{fh} = 0$

moment de torsion qui est appliqué à partir du centre de la clavette jusqu'à la partie symétrie du pignon (point central qui coupe le pignon).

III.3.3.1.2. détermination des moment équivalents dans les différentes section :

- section I :

$$M_f = 0$$

$$M_{eq} = \sqrt{M_f^2 + M_t^2} = 10.91 \text{ (N.m)}$$

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{M_{eq}}{0.1 \cdot R}} = \sqrt[3]{\frac{10.91 \cdot 10^3}{0.1 \cdot 127}} \cong 9.5 \text{ mm} \Rightarrow d_1 = 13 \text{ mm}$$

- section II :

$$M_f = 0$$

$$M_{eq} = \sqrt{M_f^2 + M_t^2} = 10.91 \text{ (N.m)}$$

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{M_{eq}}{0.1 \cdot R}} = \sqrt[3]{\frac{10.91 \cdot 10^3}{0.1 \cdot 127}} \cong 9.5 \text{ mm} \Rightarrow d_2 = 15 \text{ mm}$$

- section III :

détermination du moment de flexion total :

$$M_{f_r} = \sqrt{M_{fv}^2 + M_{fh}^2} = \sqrt{(27.92)^2 + (9.49)^2} = 29.48 \text{ (N.m)}$$

détermination du moment équivalent :

$$M_{eq} = \sqrt{M_{f_r}^2 + M_t^2} = \sqrt{(29.48)^2 + (10.91)^2} = 31.43 \text{ (N.mm)}$$

$$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{M_{eq}}{0.1 \cdot R}} = \sqrt[3]{\frac{31.43 \cdot 10^3}{0.1 \cdot 127}} \cong 13.52 \text{ mm} \Rightarrow d_3 = 20 \text{ mm}$$

- section IV :

$$MF=0, M\tau=0$$

$$\Rightarrow Meq = 0 \Leftrightarrow d_4 = d_2 = 15 \text{ mm}$$

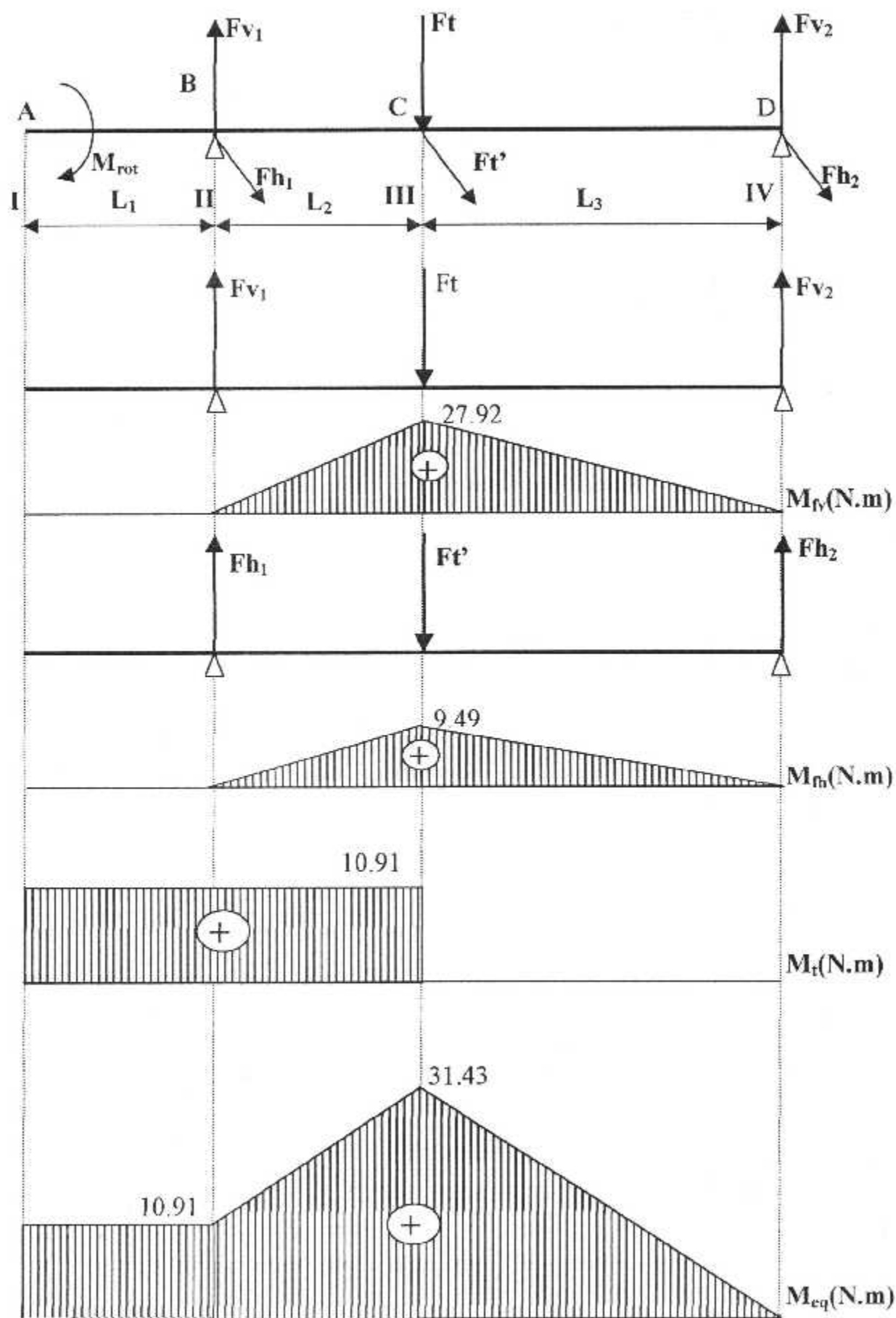


figure.III.14. diagramme des moments pour l'arbre moteur.

III.3.3.2. détermination du diamètre de l'arbre intermédiaire :

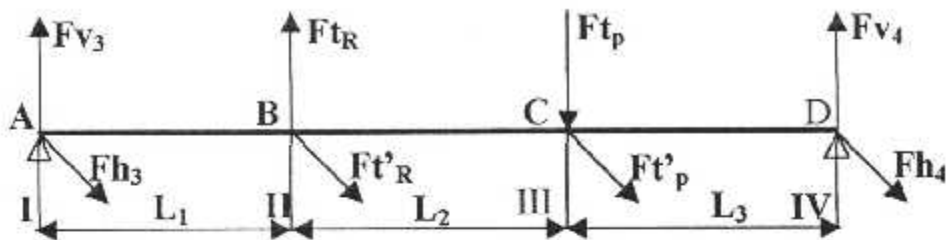


figure.III.15. arbre intermédiaire

$$L_1=L_2=L_3=72\text{mm}$$

$$f_{tR} = \frac{2 \cdot M_{int}}{\phi R_0} = \frac{2 \cdot 35.23}{123 \cdot 10^{-3}} = 572.84 \text{ (N)}$$

$$f'_{tR} = f_{tR} \cdot \sin(20^\circ) = 572.84 \cdot 0.34 = 194.76 \text{ (N)}$$

$$f_{tP} = \frac{2 \cdot M_{int}}{\phi p} = \frac{2 \cdot 35.23}{48 \cdot 10^{-3}} = 1467.91 \text{ (N)}$$

$$f'_{tP} = f_{tP} \cdot \sin(20^\circ) = 1467.91 \cdot 0.34 = 499.08 \text{ (N)}$$

III.3.3.2.1. détermination des efforts :

a- Sur le plan vertical :

condition de statique .

$$\sum M/A = 0; f_{tR} \cdot L_1 - f_{tP} \cdot (L_1 + L_2) + f_{v3} \cdot (L_1 + L_2 + L_3) = 0$$

$$\Rightarrow f_{v3} = \frac{f_{tP} \cdot (L_1 + L_2) - f_{tR} \cdot L_1}{L_1 + L_2 + L_3} = \frac{1467.91 \cdot (72 + 72) - 572.84 \cdot 72}{216} = 787.66 \text{ (N)}$$

$$\sum M/D = 0; f_{v3} \cdot (L_1 + L_2 + L_3) + f'_{tR} \cdot (L_2 + L_3) - f'_{tP} \cdot L_3 = 0$$

$$\Rightarrow f_{v3} = \frac{f'_{tP} \cdot L_3 - f'_{tR} \cdot (L_2 + L_3)}{L_1 + L_2 + L_3} = \frac{499.08 \cdot 72 - 194.76 \cdot 144}{216} = 107.41 \text{ (N)}$$

-moment fléchissant :

$$\begin{aligned} \bullet \quad 0 \leq x \leq L_1 \rightarrow M_{fv} &= f_{v3} \cdot x && \left\{ \begin{array}{l} x=0, M_{fv}=0 \text{ (N.m)} \\ x=L_1, M_{fv}=7.73 \text{ (N.m)} \end{array} \right. \end{aligned}$$

- $L_1 \leq x \leq (L_1 + L_2) \rightarrow Mfv = f_{v_3} \cdot x + ft_r(x - L_1)$
 - $x = L_1, Mfv = 7.73(N.m)$
 - $x = (L_1 + L_2), Mfv = 56.71(N.m)$
- $(L_1 + L_2) \leq x \leq (L_1 + L_2 + L_3) \rightarrow Mfv = f_{v_3} \cdot x + ft_r(x - L_1) - ft_r(x - L_1 - L_2)$
 - $x = (L_1 + L_2), Mfv = 56.61(N.m)$
 - $x = (L_1 + L_2 + L_3), Mfv = 0$

b- sur le plan horizontal :

condition de statique .

$$\sum M/A = 0; ft_r \cdot L_1 + ft_r \cdot (L_1 + L_2) - fh_b(L_1 + L_2 + L_3) = 0$$

$$\Rightarrow fh_b = \frac{ft_r \cdot L_1 + ft_r \cdot (L_1 + L_2)}{L_1 + L_2 + L_3} = \frac{194.76 \cdot 72 + 499.08 \cdot 144}{216} = 397.64(N.m)$$

$$\sum M/D = 0; fh_b(L_2 + L_3) - ft_r(L_2 + L_3) - ft_r \cdot L_3 = 0$$

$$\Rightarrow fh_b = \frac{ft_r(L_2 + L_3) + ft_r \cdot L_3}{L_1 + L_2 + L_3} = \frac{194.76 \cdot 144 + 499.08 \cdot 72}{216} = 296.2(N.m)$$

-moment fléchissant :

- $0 \leq x \leq L_1 \rightarrow Mfh = fh_b \cdot x$
 - $x = 0, Mfh = 0(N.m)$
 - $x = L_1, Mfh = 21.32(N.m)$
- $L_1 \leq x \leq (L_1 + L_2) \rightarrow Mfh = fh_b \cdot x - ft_r(x - L_1)$
 - $x = L_1, Mfh = 21.32(N.m)$
 - $x = (L_1 + L_2), Mfh = 28.63(N.m)$

- $(L_1+L_2) \leq x \leq (L_1+L_2+L_3) \rightarrow Mfh = fh_b x - ft'_R(x-L_1) - ft'_P(x-L_1-L_2)$

$$\begin{cases} x=(L_1+L_2), Mfh=28.63(N.m) \\ x=(L_1+L_2), Mfh=0(N.m) \end{cases}$$

le moment de torsion qui est appliqué à partir de centre de roue jusqu'à la pâlée droit .

III.3.3.2.2. détermination des moments équivalents dans d'efférentes section :

- section I :

$$Mt=0, Mf=0$$

$$Meq = \sqrt{Mt^2 + Mf^2} = 0 \Rightarrow d_1 = d_4 = 17mm$$

- section II :

détermination du moment de flexion total :

$$Mf_t = \sqrt{Mfv^2 + Mfh^2} = \sqrt{(22.68)^2 + (21.32)^2} = 22.68(N.m)$$

détermination du moment équivalent :

$$Meq = \sqrt{Mf_t^2 + M\tau^2} = 41.9(N.m)$$

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{Meq}{0.1R}} = \sqrt[3]{\frac{41.9 \cdot 10^3}{0.1 \cdot 127}} \approx 14.88mm \Rightarrow d_2 = 20mm$$

- section III :

détermination du moment de flexion total :

$$Mf_t = \sqrt{Mfh^2 + Mfv^2} = \sqrt{(28.63)^2 + (56.71)^2} = 63.52(N.m)$$

détermination du moment équivalent :

$$Meq = \sqrt{Mf_t^2 + M\tau^2} = \sqrt{(63.52)^2 + (35.23)^2} = 72.63(N.m)$$

$$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{Meq}{0.1R}} = \sqrt[3]{\frac{72.63 \cdot 10^3}{0.1 \cdot 127}} \approx 17.88mm \Rightarrow d_3 = 20mm$$

- section IV :

$$M_f=0, M_{eq}=M\tau=35.23(N.m)$$

$$d_s \geq \sqrt{\frac{M_{eq}}{0.1R}} = \sqrt[3]{\frac{35.23 \cdot 10^3}{0.1 \cdot 127}} \cong 14.05 \text{ mm} \Rightarrow d_s = 17 \text{ mm}$$

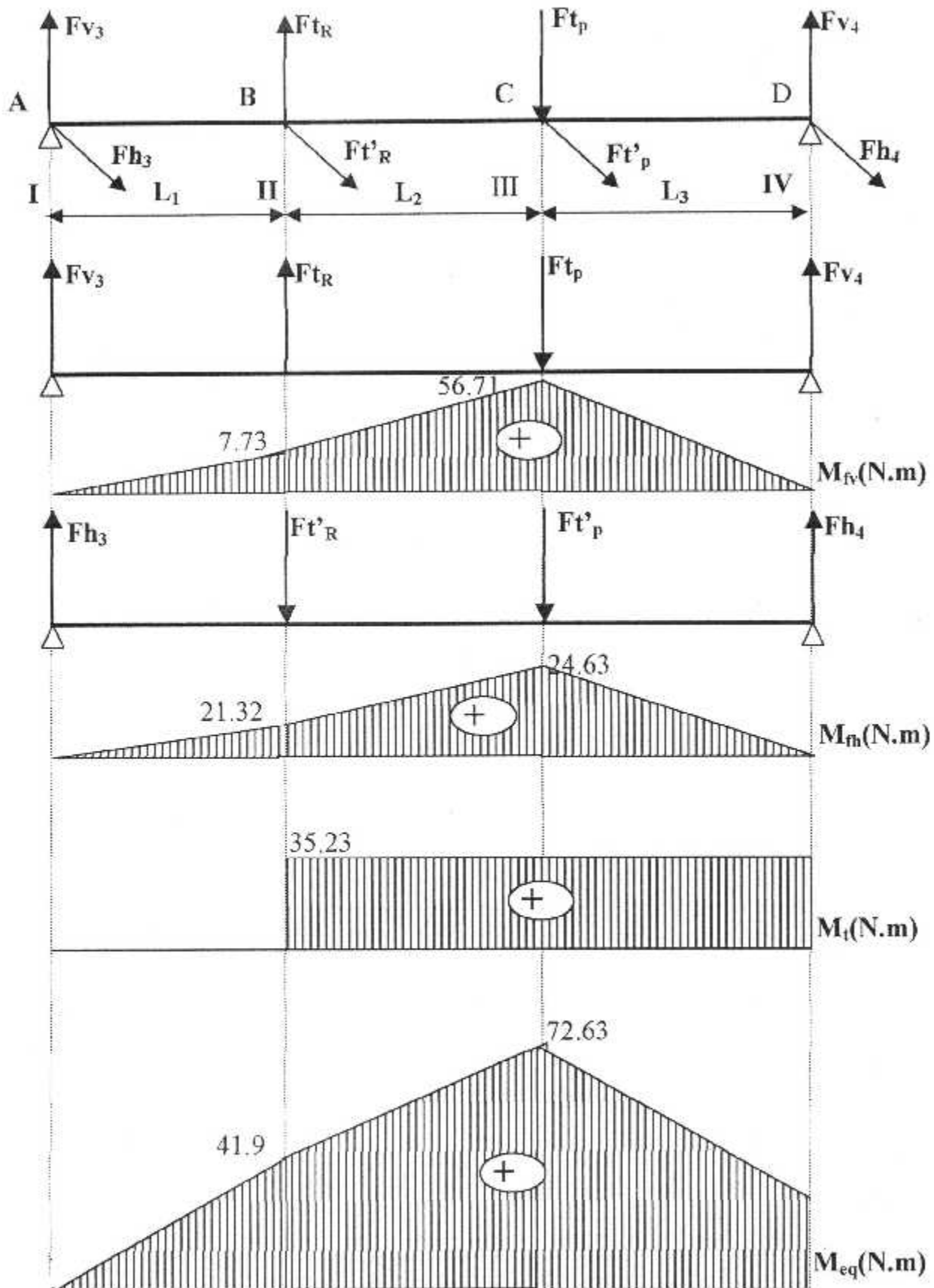


figure.III.16 . diagramme des moments pour l'arbre intermédiaire.

III.3.3.3. détermination du diamètre de l'arbre hélice :

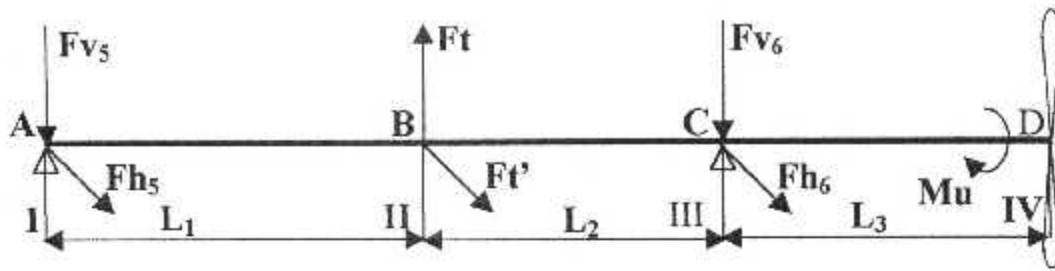


figure.III.17. arbre hélice

$$L_1=144mm$$

$$L_2=72mm$$

$$L_3=82mm$$

$$f_t = \frac{2Mu}{\phi R_s} = \frac{2 \cdot 128.06}{175.5 \cdot 10^{-3}} = 1459.37(N)$$

$$f_t' = f_t \sin(20^\circ) = 1459.37 \cdot 0.34 = 496.18(N)$$

III.3.3.3.1. détermination des efforts :

a- sur le plan vertical :

condition de statique .

$$\sum M/A = 0; f_{v5}(L_1 + L_2) - f_t L_1 = 0$$

$$\Rightarrow f_{v5} = \frac{f_t L_1}{L_1 + L_2} = \frac{1459.37 \cdot 144}{216} = 972.91(N)$$

$$\sum M/C = 0; f_{v6}(L_1 + L_2) - f_t L_2 = 0$$

$$\Rightarrow f_{v6} = \frac{f_t L_2}{L_1 + L_2} = \frac{1459.37 \cdot 72}{216} = 486.45(N)$$

-moment fléchissant :

$$\begin{aligned} & x=0, M_{fv} = 0(N.m) \\ \blacksquare \quad 0 \leq x \leq L_1 \rightarrow M_{fv} = -f_{v5}x & \left\langle \begin{aligned} & x=L_1, M_{fv} = -70.04(N.m) \end{aligned} \right. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \bullet \quad L \leq x \leq (L_1 + L_2) &\rightarrow Mfv = -fv_3 x + ft(x - L_1) \\ &\left\langle \begin{array}{l} x=L, Mfv = -70.04(N.m) \\ x=(L_1 + L_2), Mfv = 0(N.m) \end{array} \right. \end{aligned}$$

b- sur le plan horizontal :

condition de statique .

$$\sum M/A = 0; fh(L_1 + L_2) - ft'L_1 = 0$$

$$\Rightarrow fh = \frac{ft'L_1}{L_1 + L_2} = \frac{496.18 \cdot 144}{216} = 330.78(N)$$

$$\sum M/C = 0; fh(L_1 + L_2) - ft'L_2 = 0$$

$$\Rightarrow fh = \frac{ft'L_2}{L_1 + L_2} = \frac{496.18 \cdot 722}{216} = 165.39(N)$$

$$\begin{aligned} \bullet \quad 0 \leq x \leq L_1 &\rightarrow Mfh = -fh x \\ &\left\langle \begin{array}{l} x=0, Mfh = 0(N.m) \\ x=L_1, Mfh = -23.81(N.m) \end{array} \right. \\ \bullet \quad L \leq x \leq (L_1 + L_2) &\rightarrow Mfh = -fh x + ft'(x - L_1) \\ &\left\langle \begin{array}{l} x=L, Mfh = -23.81(N.m) \\ x=(L_1 + L_2), Mfh = 0(N.m) \end{array} \right. \end{aligned}$$

moment de torsion qui est appliqué à partir du centre de roue jusqu'à la partie centrale de l'hélice .

III.3.3.3.2. détermination des moments équivalents dans les différentes section :

section I :

$$Mt = 0, Mf = 0, Meq = 0$$

$$d_1 = d_3 = 26mm$$

- section II :

détermination du moment de flexion total :

$$Mf_r = \sqrt{Mfv^2 + Mfh^2} = \sqrt{(-70.04)^2 + (-23.81)^2} = 73.97(N.m)$$

détermination du moment équivalent :

$$Meq = \sqrt{Mf_r^2 + Mf\tau^2} = \sqrt{(128.06)^2 + (73.97)^2} = 147.88(N.m)$$

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{Meq}{0.1R}} = \sqrt[3]{\frac{147.88 \cdot 10^3}{0.1 \cdot 127}} \cong 22.66mm \Rightarrow d_2 = 30mm$$

- Section III :

$$Mf = 0, Meq = M\tau = 128.06(N.m)$$

$$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{Meq}{0.1R}} = \sqrt[3]{\frac{128.06 \cdot 10^3}{0.1 \cdot 127}} \cong 21.6mm \Rightarrow d_3 = 26mm$$

- Section IV :

$$Mf = 0, Meq = M\tau = 128.06(N.m)$$

$$d_4 \geq \sqrt[3]{\frac{Meq}{0.1R}} = \sqrt[3]{\frac{128.06 \cdot 10^3}{0.1 \cdot 127}} \cong 21.6mm \Rightarrow d_4 = 26mm$$

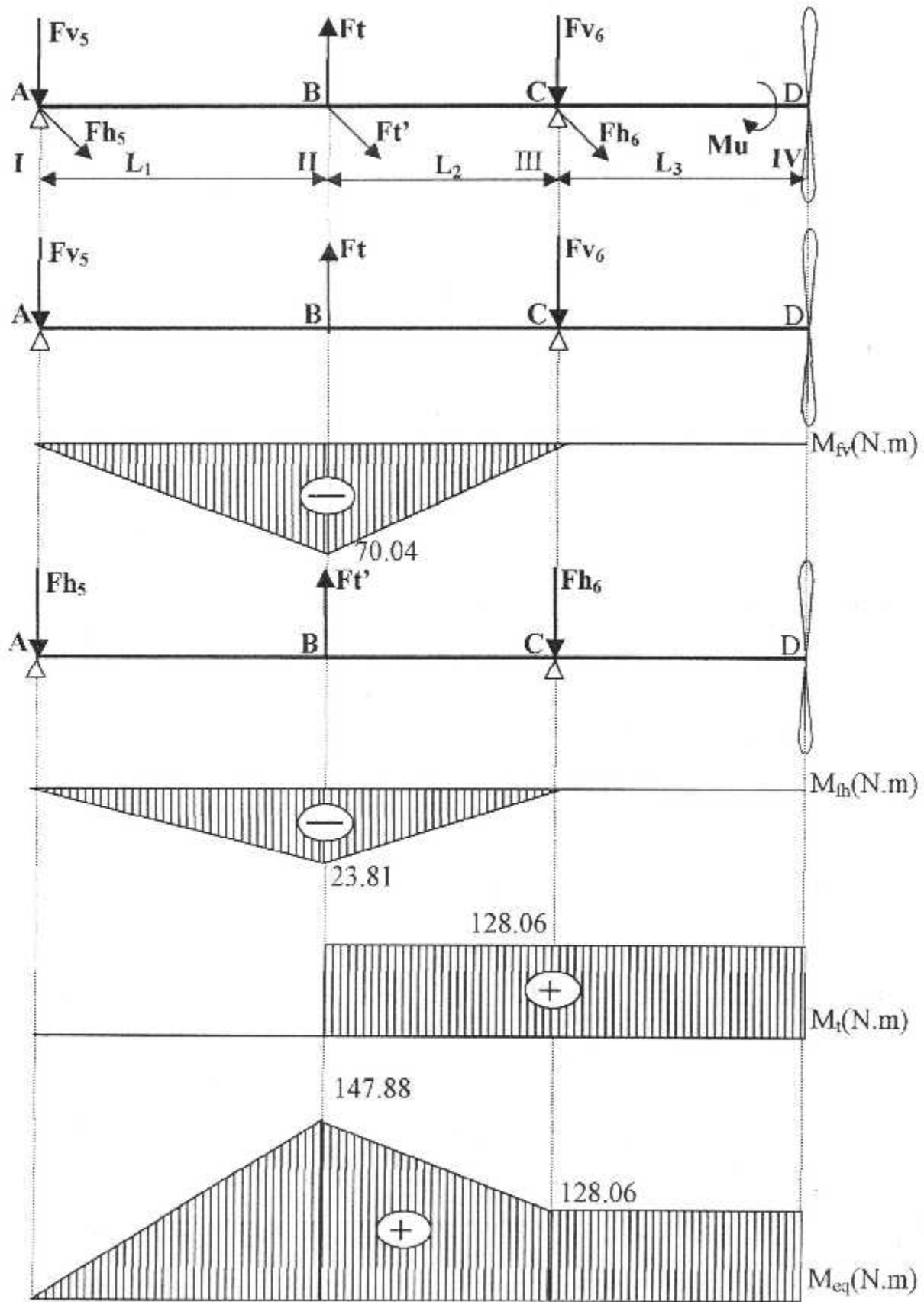


figure.III.18. diagramme des moments pour l'arbre hélice.

III.4.CALCULS DES ROULEMENTS :[IV]

III.4.1. Détermination des dimensions d'un roulement :

Pour le dimensionnement d'un roulement, on procède habituellement à partir des éléments suivants :

- 1- Fréquence de rotation, n (tr/min).
- 2- Charge dynamique équivalente, p (daN).

$$P = x \cdot v \cdot f_r + y \cdot f_a \quad (\text{III.24})$$

avec : f_r : charge radial résultante.

f_a : charge axial résultante.

v : facteur de rotation de la bague intérieur ou extérieur du roulement (x , y et v sont déterminées à partir des tableaux).

x : facteur radial , y : facteur axial.

- 3- La durée minimal (L_h) en heures de fonctionnement :

- pour les roulements **BC** $L_h = 10000h$.
- pour les roulements **NEA** $L_h = 1000h$.

- 4- Les dimensions .

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^k \quad (\text{III.25}) \quad , \quad L_h = \frac{16666}{n} \left(\frac{C}{P} \right)^k \quad (\text{III.26})$$

avec : L : durée nominale en millions de tours.

L_h : durée nominale en heure de fonctionnement.

C : charges dynamiques de base.

P : charge dynamiques équivalentes.

$K = 3$ pour les roulements est butées à billes, $k = 10/3$ pour les roulements est butées à rouleaux.

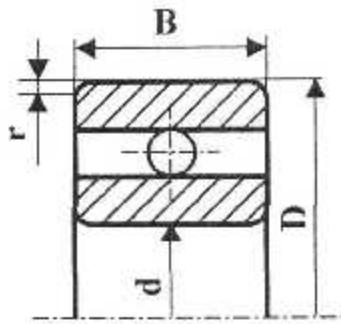


figure.III.19.roulement a billes

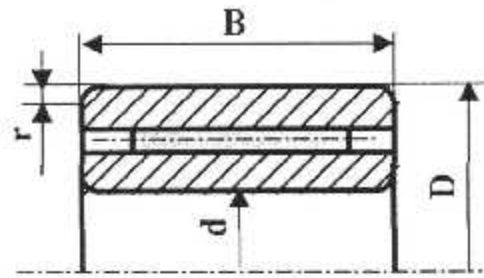


figure.III.20.roulement à rouleaux

B : largeur de roulement .

d : diamètre extérieure de roulement .

D : diamètre intérieur de roulement .

r : arc de roulement .

III.4.2. Calcul des roulements pour tous les arbres :

III.4.2.1. Calcul des roulements de l'arbre moteur :



figure.III.21. roulements de l'arbre moteur

Le roulement n'est soumis à aucun charge axial d'ou :

$$P = fr \cdot x \quad (\text{force radial résultante}).$$

$$x = 1, y = 0, v = 1 (\text{facteur de rotation de la bague intérieur}).$$

$$\text{Palier(1)} : fr_1 = \sqrt{fv_1^2 + fh_2^2}$$

$$fr_1 = \sqrt{(387.9)^2 + (131.82)^2} = 40.97 \text{ daN}$$

$$d^{\circ} \text{ ou } : P = fr_1 = 40.97 \text{ daN.}$$

$$\text{Palier(2)} : fr_2 = \sqrt{fv_2^2 + fh_2^2}$$

$$fr_2 = \sqrt{(193.95)^2 + (65.94)^2} = 20.48 \text{ daN}$$

d'ou : $P = fr_2 = 20.48 \text{ daN}$.

Du guide de dessinateur industriel : tableau (40.81).

On choisit le roulement à aigu de type NEA avec les indications suivantes :

15NEA , $D = 35\text{mm}$, $B = 22\text{mm}$, $r = 1\text{mm}$

$C_0 = 4000\text{daN}$, $C = 2500\text{daN}$.

- vérification de la charge dynamique :

$$\Rightarrow C_{cal} = P \left(\frac{n \cdot L_h}{16666} \right)^{\frac{1}{k}}$$

$P = \max(P_1, P_2)$ et $n \text{ max} = 38157.15 \text{ (tr/min)}$.

$$D'ou : C_{cal} = 40.97 \left(\frac{38157.15 \cdot 1000}{16666} \right)^{\frac{1}{3}} \approx 832.5 \text{ daN}$$

$C_{cal} < C_{\text{tableau}}$. Donc le roulement est vérifié pour la charge C.

- la durée de fonctionnement des roulements :

$$L_h = \frac{16666}{n} \left(\frac{C_{tab}}{P} \right)^3$$

Pour le roulement 1 : $L_{h1} = 390639.43\text{h}$.

Pour le roulement 2 : $L_{h2} = 3931637\text{h}$.

III.4.2.2. Calcul des roulement de l'arbre intermédiaire :



figure.III.22. roulement de l'arbre intermédiaire

Le roulement n'est soumis à aucun charge axial d'ou :

$$P = fr \cdot X \text{ (force radial résultante)}$$

$$x = 1, y = 0, v = 1$$

$$\text{Palier(3)} : fr_3 = \sqrt{fv_3^2 + fh_3^2}$$

$$fr_3 = \sqrt{(296.2)^2 + (107.41)^2} = 31.507 \text{ daN}$$

d'ou : $P = fr_3 = 31.507\text{daN}$.

$$\text{Palier(4)} : fr_4 = \sqrt{fv_4^2 + fh_4^2}$$

$$fr_4 = \sqrt{(787.66)^2 + (397.64)^2} = 88.23 \text{ daN}$$

$$d'ou: P = fr_4 = 88.234 \text{ daN}$$

Du guide de dessinateur industriel : tableau (40.71).

On choisit le roulement à une rangée de billes à contact radial de type **BC** séries de dimensions **04** avec les indications suivantes : **17BC 04**, $D = 62 \text{ mm}$

$$B = 17 \text{ mm}, r = 2 \text{ mm},$$

$$C_0 = 1080 \text{ daN}, C = 1760 \text{ daN}.$$

- vérification de la charge dynamique :

$$\Rightarrow C_{cal} = p \left(\frac{n \cdot L_h}{16666} \right)^{\frac{1}{k}}$$

$$P = \max(P_1, P_2) \text{ et } n_{\max} = 11787.81 \text{ (tr/min)}.$$

$$D'ou : C_{cal} = 40.97 \left(\frac{38157.15 \cdot 10000}{16666} \right)^{\frac{1}{3}} \cong 1693.7 \text{ daN}$$

$C_{cal} < C_{\text{tableau}}$. Donc le roulement est vérifié pour la charge C .

- la durée de fonctionnement des roulements :

$$L_h = \frac{16666}{n} \left(\frac{C_{\text{tab}}}{p} \right)^3$$

$$\text{Pour le roulement 3 : } L_{h3} = 246442.21 \text{ h}.$$

$$\text{Pour le roulement 4 : } L_{h4} = 11220.91 \text{ h}.$$

III.4.2.3. Calcul des roulements de l'arbre hélice :



figure.III.23. roulements de l'arbre hélice

Le roulement n° est soumis à aucun charge axial d'ou :

$$P = fr_x \text{ (force radial résultante).}$$

$$x = 1, y = 0, v = 1$$

$$\text{Palier(5)} : fr_5 = \sqrt{fv_5^2 + fh_5^2}$$

$$fr_5 = \sqrt{(486.45)^2 + (165.39)^2} = 51.379 \text{ daN}$$

$$d^{\circ} \text{ ou : } P = fr_5 = 51.379 \text{ daN.}$$

$$\text{Palier(6)} : fr_6 = \sqrt{fv_6^2 + fh_6^2}$$

$$fr_6 = \sqrt{(972.91)^2 + (330.78)^2} = 102.76 \text{ daN}$$

$$d^{\circ} \text{ ou : } P = fr_6 = 102.76 \text{ daN.}$$

Du guide de dessinateur industriel : tableau (40.71).

On choisit le roulement à une rangée de billes à contact radial de type **BC** séries de dimensions **03** avec les indications suivantes : **26BC 03**, $D = 62\text{mm}$

$B = 14\text{mm}$, $r = 2\text{mm}$.

$C_0 = 1630\text{daN}$, $C = 1020\text{daN}$.

- vérification de la charge dynamique :

$$\Rightarrow C_{\text{cal}} = P \left(\frac{n \cdot L_h}{16666} \right)^{\frac{1}{k}}$$

$$P = \max(P_1, P_2) \text{ et } n_{\text{max}} = 3240 (\text{tr/min}).$$

$$D^{\circ} \text{ ou : } C_{\text{cal}} = 40.97 \left(\frac{38157.15 \cdot 10000}{16666} \right)^{\frac{1}{3}} \cong 1282.5 \text{ daN}$$

$C_{\text{cal}} < C_{\text{tableau}}$. Donc le roulement est vérifié pour la charge C .

- la durée de fonctionnement des roulements :

$$L_h = \frac{16666}{n} \left(\frac{C_{\text{tab}}}{P} \right)^3$$

$$\text{Pour le roulement 5 : } L_{h5} = 164245.03\text{h.}$$

$$\text{Pour le roulement 6 : } L_{h6} = 20529.43\text{h.}$$

III.5. CALCUL DES CLAVETTES :[IV]

Les clavettes sont des pièces employées pour fixer ou guider d'autres pièces à moyeux, comme les roues dentées, les volants, etc... . Leurs emplacements sur les arbres peuvent être forcés comme il peut être libre, il existe plusieurs types (formes) de clavette.

III.5.1. choix de la forme de la clavette :

On choisit pour tous les arbres de réducteur de vitesses des clavettes ordinaires parallèles de forme « A » (NF E 22-117), il faut que :

-La longueur ne dépasse pas $1.5d_a$ ($L < 1.5d_a$) tel que « d_a » est le diamètre de l'arbre :

-la longueur de moyeu doit être supérieure à celle de clavette (NF E 01-001).

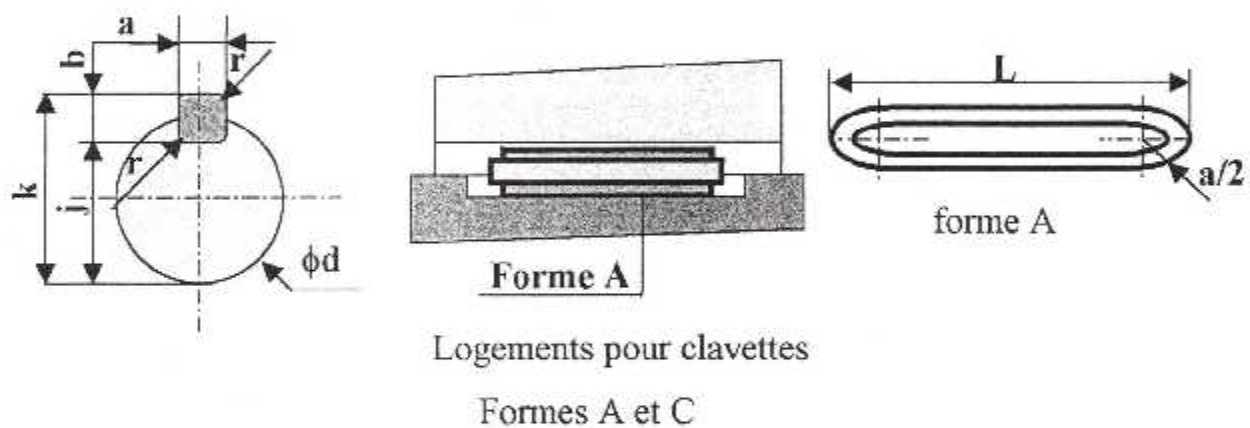


Figure.III.24. clavette parallèle forme A .

L_r : largeur réelle de la clavette.

L_p : longueur pratique de la clavette.

a : largeur de la clavette.

b : épaisseur ou hauteur de la clavette.

t_1, t_2 : Profondeur des rainures sur l'arbre et sur le moyeu.

d_a : diamètre de l'arbre.

D _a (mm)	Dimensions de la clavette en (mm)					Rainures (mm)	
	a	b	j	K	L _r	t ₁	t ₂
12 à 17	5	5	d-3	d+2.3	10 à 56	3	2.3
17 à 22	6	6	d-3.5	d+2.8	14 à 70	3.5	2.8
22 à 30	8	7	d-4	d+3.3	18 à 90	4	3.3
30 à 38	10	8	d-5	d+3.3	22 à 110	5	3.3
38 à 44	12	8	d-5	d+3.3	28 à 140	5	3.3
44 à 50	14	9	d-5.5	d+3.8	36 à 160	5.5	3.8
50 à 58	16	10	d-6	d+4.3	45 à 180	6	4.3
58 à 65	18	11	d-7	d+4.4	50 à 200	7	4.4
65 à 75	20	12	d-7.5	d+4.9	56 à 220	7.5	4.9
75 à 85	22	14	d-7	d+5.4	63 à 250	9	5.4
85 à 95	25	14	d-7	d+5.4	70 à 280	9	5.4

Tab.III.3.

Série normalisée de L _r (mm)
14-16-18-20-25-28-32-36-40-45-50-56-63-70-80-90-100-125-140...

Tab.III.4.

III.5.2. choix de la matière des clavettes :

On choisit toutes les clavettes l'acier « A 34 » qui a les caractéristiques suivantes :

	σ _r (Mpa)	σ _{cc} (Mpa)	A%
A 34	330 à 410	130 à 180	21 à 28

Tab.III.5.

Détermination de la longueur pratique des clavettes :

la contrainte de Cisaillement est donnée par l'expression suivante :

$$\tau_{moy} = \frac{f}{s} = \frac{f}{L.a} \quad (III.27)$$

Avec ; f : effort tranchant égal à l'effort tangentiel exercé sur l'arbre.

a : largeur de la clavette.

$$f = ft = \frac{2c}{d_a} \quad (\text{III.28}) \quad \text{avec : } c = \frac{30 Pt}{\Pi . n} \quad \text{d'où } f = \frac{60 Pt}{\Pi . n . d_a} \quad (\text{III.29})$$

Avec ; c : couple transmis.

d_a : diamètre de l'arbre.

n : nombre de tours par minute de l'arbre.

P_t : puissance transmise.

La contrainte de cisaillement est inférieure ou égale à la résistance pratique au glissement ,d'où :

$$\tau_{\text{moy}} = \frac{f}{L_p . a} \leq R_{pg} \quad (\text{III.30})$$

Alors, la longueur pratique de la clavette est donnée par :

$$L_p \geq \frac{f}{a . R_{pg}} \quad (\text{III.31})$$

Avec ; R_{pg} : la résistance pratique au glissement :

$$R_{pg} = \frac{R_g}{\alpha} \quad \text{et} \quad R_g = \frac{R_r}{\alpha} \quad (\text{III.32})$$

R_g : résistance au glissement.

R_r : résistance à la rupture.

α : coefficient de sécurité. $\alpha \in [2\ddot{a}5]$

$$R_{pg} = \frac{R_r}{\alpha^2} \quad (\text{III.33})$$

III.5.3. vérification des clavettes au cisaillement :

On prend : $R_r = 400 \text{ N/mm}^2$, $\alpha = 3.5$

$$\text{D'où : } R_{pg} = \frac{R_r}{\alpha^2} = \frac{400}{(3.5)^2} \approx 32.65 \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right)$$

Applications numériques :▪ **Arbre moteur :**

Relier arbre moteur avec celui mené du réducteur :

$$d_a = 14 \text{ mm}, a = 5 \text{ mm}, L_r \in [18 \text{ à } 90]$$

$$F_t = \frac{2C}{d_a} = \frac{2 \cdot 10.91 \cdot 10^3}{14} = 1.55 \cdot 10^3 \text{ N} \quad \text{avec : } C = M_{\text{moteur}}$$

$$\text{alors : } L_p \geq \frac{F}{a \cdot R_{pg}} \geq \frac{1.55 \cdot 10^3}{5 \cdot 32.65} \cong 9.54 \text{ mm} \pi R_{pg} \quad \text{d'où on prend } L_p = 15 \text{ mm}$$

donc : de (III.30), $\tau_{\text{moy}} = \frac{1.55 \cdot 10^3}{15 \cdot 5} = 20.78 \text{ N/mm}^2 < R_{pg}$, la clavette est vérifiée au cisaillement.

▪ **Arbre intermédiaire :**Pour la roue 1 : $d_a = 20 \text{ mm}, a = 6 \text{ mm}, b = 6 \text{ mm}, L_r \in [22 \text{ à } 30]$

$$F_t = \frac{2C}{d_a} = \frac{2 \cdot 25.23 \cdot 10^3}{20} = 3.52 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$\text{Alors : } L_p \geq \frac{F}{a \cdot R_{pg}} \geq \frac{3.55 \cdot 10^3}{6 \cdot 32.65} \cong 17.98 \text{ mm} \quad \text{d'où on prend } L_p = 25 \text{ mm}$$

Donc de (III.30) $\tau_{\text{moy}} = \frac{3.52 \cdot 10^3}{25 \cdot 6} = 23.46 \text{ N/mm}^2 < R_{pg}$, la clavette est vérifiée au cisaillement.

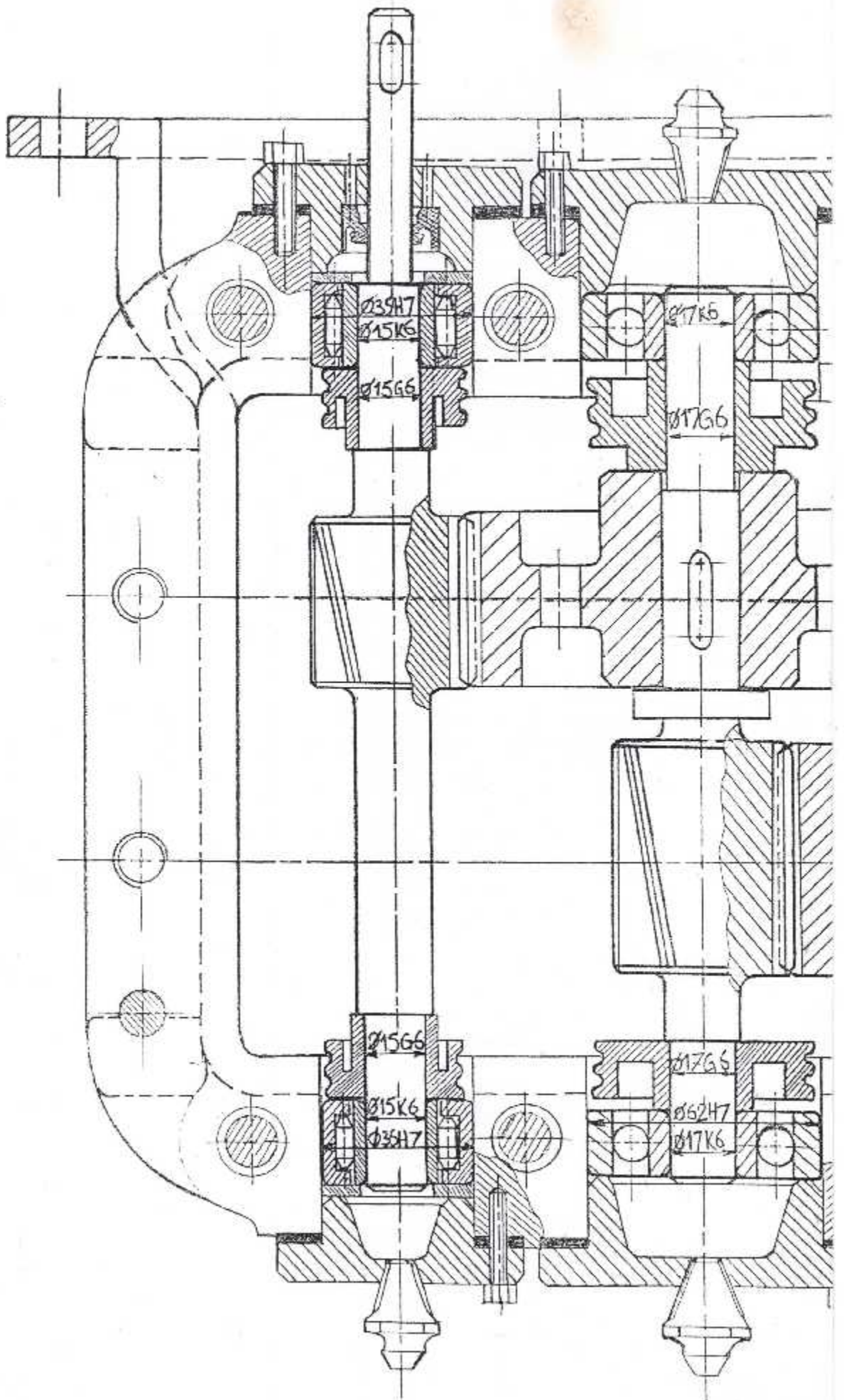
▪ **Arbre hélice :**Pour la roue 2: $d_a = 30, a = 10, b = 8 \text{ m}, L_r \in [30 \text{ à } 38]$

$$F_t = \frac{2C}{d_a} = \frac{2 \cdot 128.06 \cdot 10^3}{30} = 8.53 \cdot 10^3 \text{ N}$$

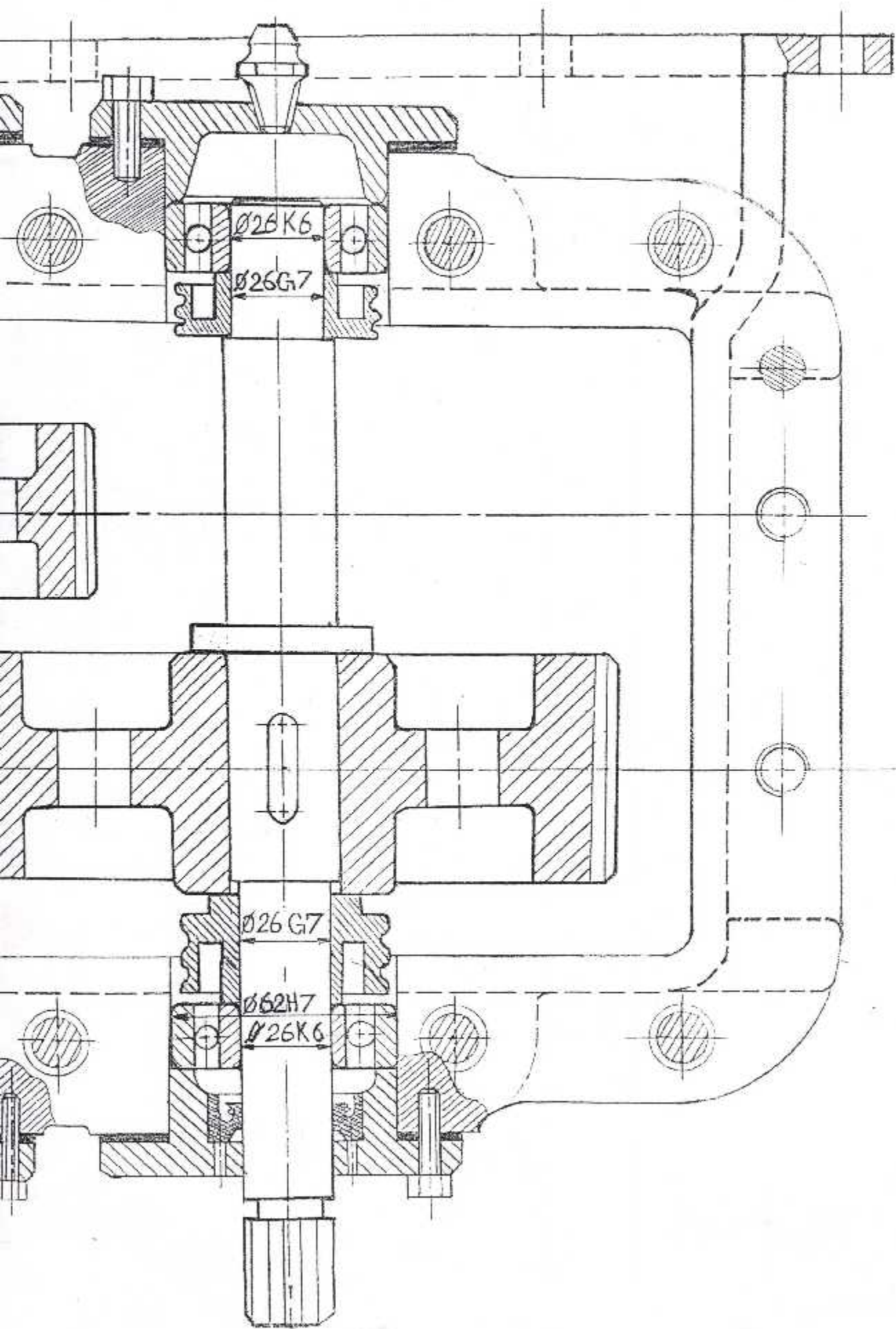
$$\text{Alors : } L_p \geq \frac{F}{a \cdot R_{pg}} \geq \frac{8.53 \cdot 10^3}{10 \cdot 32.65} \cong 26.14 \text{ mm} \quad \text{d'où on prend } L_p = 30 \text{ mm}$$

Donc de (III.30) $\tau_{\text{moy}} = \frac{8.53 \cdot 10^3}{30 \cdot 10} = 28.43 \text{ N/mm}^2 < R_{pg}$, la clavette est vérifiée au cisaillement.

VUE DE DESSUS



D'UN REDUCTEUR DE VITESSE



CHAPITRE : IV

fabrication des pièces moulées

IV.1. GENERALITES:

La fonderie, dans son ensemble permet d'obtenir par moulage les pièces les plus diverses quelle que soient leurs masses, leurs formes, leurs complexités. Cette liberté dans le choix des formes autorise un allègement qui se traduit par une économie de métal et, par conséquent, par un coût global très compétitif.

Dans le moulage, la forme n'est pas tributaire, comme dans d'autres procédés, de l'assemblage d'éléments préfabriqués. Le moulage permet donc du ligne plus harmonieuse, plus esthétiques qui seront un argument non négligeable pour le vent. Il permet de réaliser, en une ou plusieurs pièces, un ensemble, le plus souvent économique, de plusieurs organes. La pièce possède alors grâce à un tracé rationnel une rigidité optimale qui assurera un alignement parfait et permanent des organes de machine, diminuera l'usure et maintiendra la précision de fonctionnement.

Cette propriété essentielle, dans la fonction carter (bâti) et le couvercle de réducteur peut justifier à elle seule le choix de la solution moulée pour le cas de pièce unitaire, d'autant plus que certains procédés de fonderie, comme la coulée à partir de modèles perdus, n'impliquent plus un outillage coûteux difficilement amortissable pour l'exécution d'une seule pièce.

Le procédé de fonderie est très souple et se prête rapidement aux variations imprévues de la demande lorsque l'outillage existe, puisqu'il est disponible en permanence chez le fondeur ou le constructeur.

Enfin, le très large éventail des propriétés et des caractéristiques mécaniques et physiques des produits moulés justifie pleinement leur utilisation dans fonction carter et couvercle.

IV.2. DESSIN D'UNE PIECE BRUTE DE FONDERIE :

IV.2.1. Définition de la forme générale de la pièce :

Le concepteur doit d'abord définir la forme et les dimensions générales (Enveloppe du mécanisme, paliers, portées de roulement, passage d'arbre) en tenant compte de la fonction de la pièce et des différentes contraintes d'usinage,

de montage, de fonctionnement et d'entretien (portes de visite, orifices d'alimentation ou de vidange d'huile, de graissage, liaison avec les autres pièces).

Cette première étude aboutit à une esquisse sur laquelle certaines disposition de forme (possibilités de nervurer, d'entretoiser, d'augmenter la dépouille) qui peuvent avoir une incidence sur l'aspect économique en fonction des procédés de fonderie, sont spécifiées de façon à laisser une latitude ultérieure de choix.

Parallèlement en mentionnera sur un tableau les contraintes auxquelles les pièces doivent répondre pour remplir sa fonction (tableau IV.1).

IV.2.2. Définition des formes, des épaisseurs et des raccords :

En premier lieu, et au besoin pour chaque solution retenue, en fonction des propriétés des alliages, de leurs caractéristiques mécaniques et des lois relatives à la résistance des matériaux, en détermine.

Les épaisseurs permettant de satisfaire aux sollicitations auxquelles la pièce est soumise.

Le choix des matériaux (choix qui doit résulter de la recherche du meilleur compromis entre les fonctions assignées à la pièce, les facilités de mise en œuvre et d'usinage et le prix final réel), ainsi que le choix des procédés de fabrication et doit aboutir naturellement aux dessins de la pièce usinée sur lesquels seront précisés :

- Les surépaisseurs d'usinage souhaitable.
- Les cotes fonctionnelles, les cotes de liaison.
- Les plans de référence, points de départ d'usinage.
- Les conditions de contrôle et de réception provisoire.

Celles-ci pouvant faire l'objet de documents spéciaux qui, joints au plan de la pièce usinée, serviront de base pour la consultation.

Tableau.IV.1 .Contraintes D'utilisation Du Carter :

1)- Fonction carter	→	<p>Enveloppe des organes mécanique (volume, forme, masse) .</p> <p>Maintien de ces organes en fonctionnement (résistance, rigidité) .</p> <p>Isolation (étanchéité, bruit, pollution) .</p> <p>Environnement[masse(mouvement), corrosion, température, magnétisme].</p>
2)- Sollicitation mécanique	→	<p>Résistance moyenne.</p> <p>Résistance élevée.</p> <p>Sollicitations particulières statiques ou dynamiques (choc, fatigue, etc) .</p>
3)- Sollicitation physique - chimique	→	<p>Frottement, érosion (à sec, régime lubrifié).</p> <p>Températures d'utilisation (chocs thermique).</p> <p>Etanchéité (pression d'épreuve fluide).</p> <p>Corrosion (concentration, agitation).</p> <p>Vibration.</p> <p>Propriétés physiques particulières (magnétisme, résistivité électrique, dilatation).</p>
4)- Contraintes particulières	→	<p>Présentation (peinture, esthétique des formes) .</p> <p>Entretien, démontage, vidange, portes de visite (ou possibilités d'accès) .</p> <p>Etats de surface intérieur et extérieur.</p> <p>Encombrement.</p> <p>Poids.</p> <p>Soudage.</p> <p>Usinage.</p>
5)- Condition économique	→	<p>Pièce unitaire, prototype, série, cadences, quantités, délais.</p>
6)- Vérification de la compatibilité	→	<p>Esquisse de forme</p> <p>Liste d'alliages</p> <p>Procédés de</p>

IV.3. LES ALLIAGES DE FONDERIE :

IV.3.1. Fontes :

Parmi les produits moulés, les fontes se prêtent particulièrement bien à la réalisation de carters et elles sont largement utilisées pour cette fonction dans presque tous les secteurs industriels. Cet intérêt s'explique par la diversité des propriétés mécanique et physiques, l'adaptation facile aux procédés de fonderie traditionnels ou récents, de ce matériau qui se coule à la forme et aux dimensions voulues, pour des pièces dont la masse peut aller de quelques grammes à plusieurs dizaines de tonnes. En outre, la fonte est un matériau économique de par la nature des matières premières peu sensibles aux fluctuations économiques.

A la suite de nombreuses recherches et de mise au point, l'alliage initial fer-carbone a donné naissance à toute une famille de fontes ; fontes à graphite lamellaire ou à graphite sphéroïdal (GS), malléables, blanches, alliées, qui répondent aux exigences les plus variées.

La liberté de tracé, encore plus grande pour les fontes que pour les autres matériaux moulés, assure une excellente rigidité à la pièce de plus, les épaisseurs peuvent être réduites si on utilise des fontes à graphite lamellaire type résistantes ou des fontes GS qui, grâce à une répartition judicieuse du métal, conduiront à des pièces légères et performantes.

IV.3.2. Choix d'une fonte pour carter et couvercle:

Les types de font les plus utilisés pour la réalisation de carters sont les fontes grises à graphite lamellaire Ft25 d'usage très répandu et produit par la majorité des fondeurs. Ces fontes présentent le meilleur compromis entre la coulabilité, donc la propriété d'obtenir des pièces aux formes compliquées, l'usinabilité, l'étanchéité, la résistance à la corrosion, la rigidité à chaud jusqu'à 350 °C, la résistance à l'usure par frottement et le prix de revient. De plus, les fontes et en particulier les fontes à graphite lamellaire qui possèdent une remarquable

capacité d'amortissement, sont très appropriées à la réalisation de carters contenant des organes en mouvement.

IV.4. PRINCIPE DE MOULAGE :(Figure IV.1)

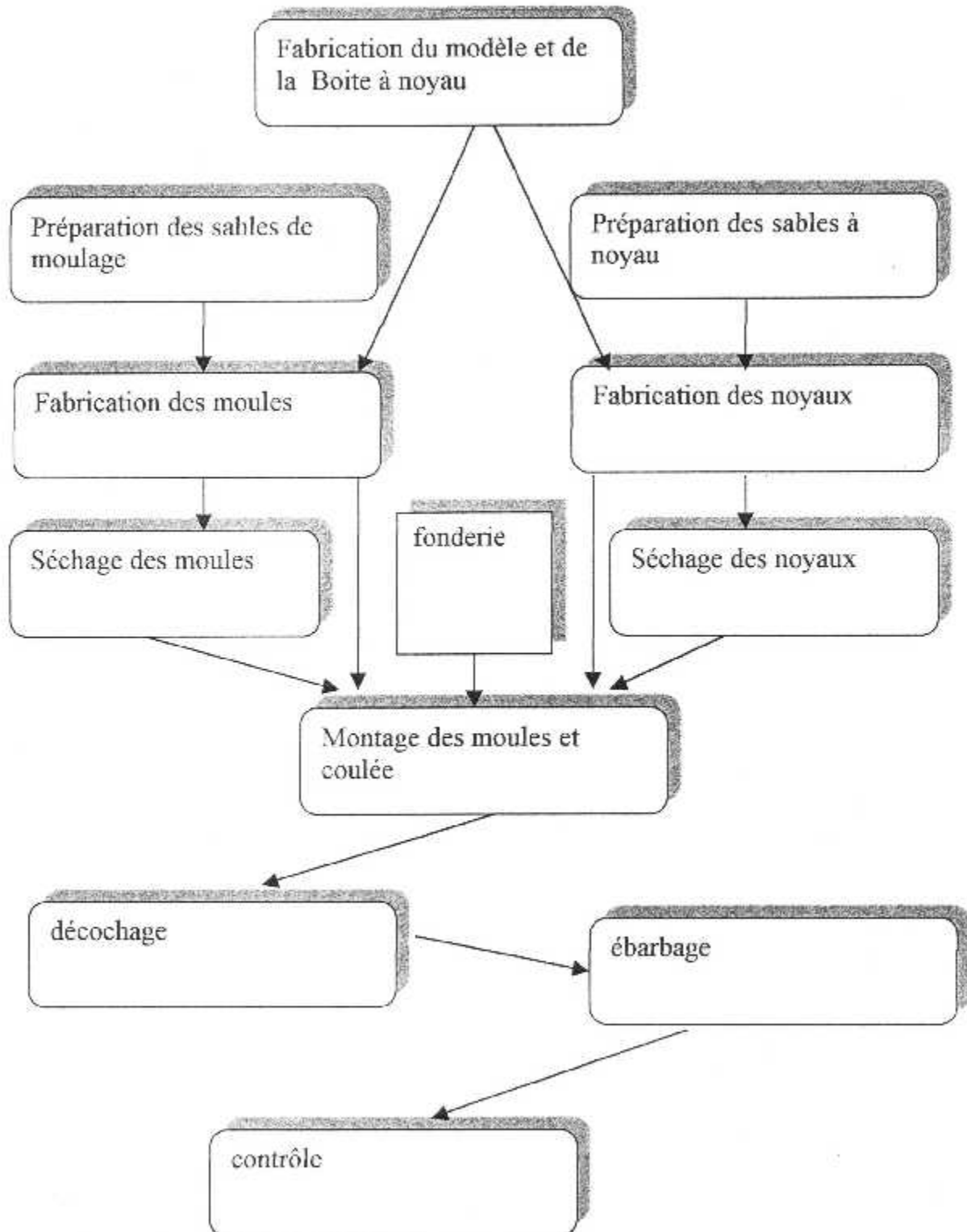


Figure.IV.1 . Schéma de la gamme des opérations de fabrication d'une pièce de moulage.

IV.4.1. Modèles :

D'habitude, le modèle est un dispositif pour former les contours extérieurs de la pièce de fonderie.

On exécute des modèles en bois, en plâtre, en ciment ou en métal selon la série des pièces à réaliser.

Les modèles en bois endurent quelques dizaines de moulages .

Les modèles en plâtre – 100.

Les modèles en ciment – 10.000.

Les modèles en métal – quelques dizaines de milliers.

Lors de la production en série on emploie d'habitude pour fabriquer des modèles des alliages d'aluminium, parce qu'ils sont d'un poids minime, bons à l'usinage et ils ne s'oxydent pas au contact du sable de moulage.

Pour obtenir les contours intérieurs de la pièce, on emploie des noyaux, c'est à dire des petites masses de sable, qui sont placées dans le moule après démoulage du modèle. Leur fabrication constitue une opération particulière.

Le modèle n'est pas une reproduction exacte de la pièce. Il faut prévoir les dimensions des modèles en tenant compte du retrait du métal, qui se produit pendant le refroidissement.

La fonte se contracte de 10 à 20 mm par mètre .

L'acier se contracte de 20 à 30 mm.

L'aluminium à 99.5% de 17 mm.

Le mètre de l'ouvrir, qui prépare le modèle pour la fonte, mesurer à 101 mais sera divisé en 100.

Le modèle comporte aussi des portées qui, lors du moulage laissent dans le sable pour le support et le repérage du noyau.

Il faut prévoir encore les dépouilles pour faciliter l'extraction du modèle pendant son démoulage (figure.IV.2), les dépouilles des modèles en bois sont de $1\text{à}3^\circ$, celles des noyaux sont de 5° .

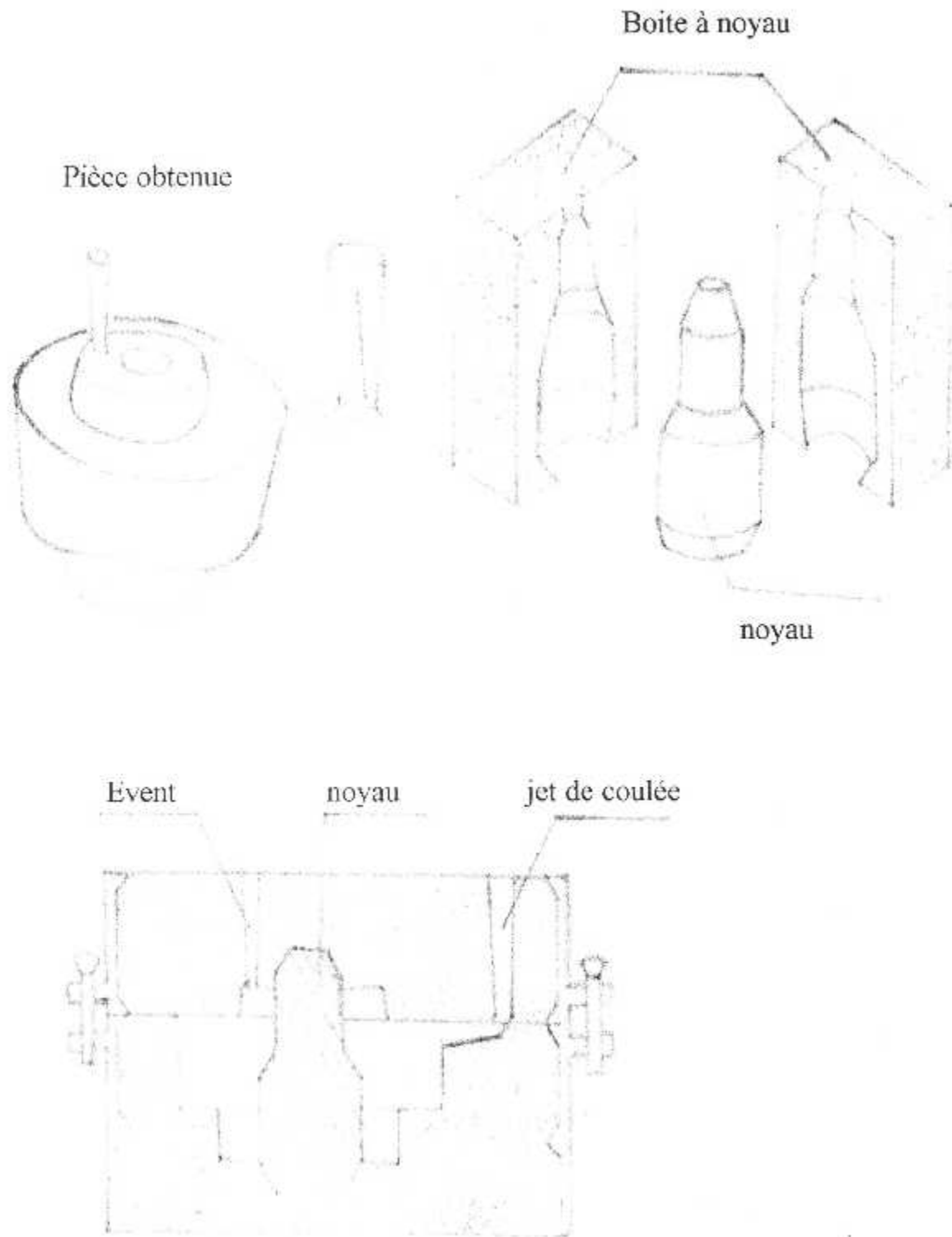


Figure.IV.2. Fabrication d'une pièce de fonderie

Si les pièces doivent être usinées, il faut que leur modèle prévoie une surépaisseur appropriée.

La pièce coulée ne doit pas subir des transitions brusques entre les épaisseurs de ses diverses parties.

Tous les angles extérieurs et intérieurs du modèle doivent avoir des arrondis, qui portent le nom de congés.

On doit éviter une disposition déficiente des cristaux et la formation de porosité (liquation), c'est-à-dire, tout ce qui entraîne la diminution des propriétés mécaniques.

La surface de travail du modèle doit être lisse et résistante à l'usure. Les modèles ne doivent pas absorber l'eau du sable de moulage ou de l'air ambiant ; dans ce but, on les couvre d'une peinture ou d'un vernis hydrofuge.

Dans la production, les modèles en bois reçoivent les couleurs suivantes :

- Rouge pour la fonte.
- Bleu pour l'acier.
- Jaune pour les métaux non ferreux.

Les portées du noyau sont peintes en noir, les parties amovibles du modèle sont liserées aussi de noir.

IV.4.2. Châssis :FigureIV.3

Les châssis sont des cadres rigides de forme rectangulaire, ronde ou profilée, selon le contour des pièces.

La destination du châssis est d'assurer au moule la rigidité et la résistance nécessaire à la fabrication, le transport et la coulée du métal.

Les châssis sont fabriqués en fonte, en alliages d'aluminium ou en acier soudé électriquement.

Intérieurement ils possèdent des listels, qui retiennent le sable de moulage dans les châssis.

Extérieurement chaque châssis possède deux oreilles, recevant des goujons, qui permettent de centrer les châssis superposés, les poignées facilitent la manœuvre du châssis.

Les châssis de grande dimension ont encore des ailettes intérieures, qui retiennent le sable.

Les châssis, destinés au moulage à machine, sont plus solides et plus durables que les châssis, destinés au moulage manuel. Outre cela, ils doivent être interchangeables.

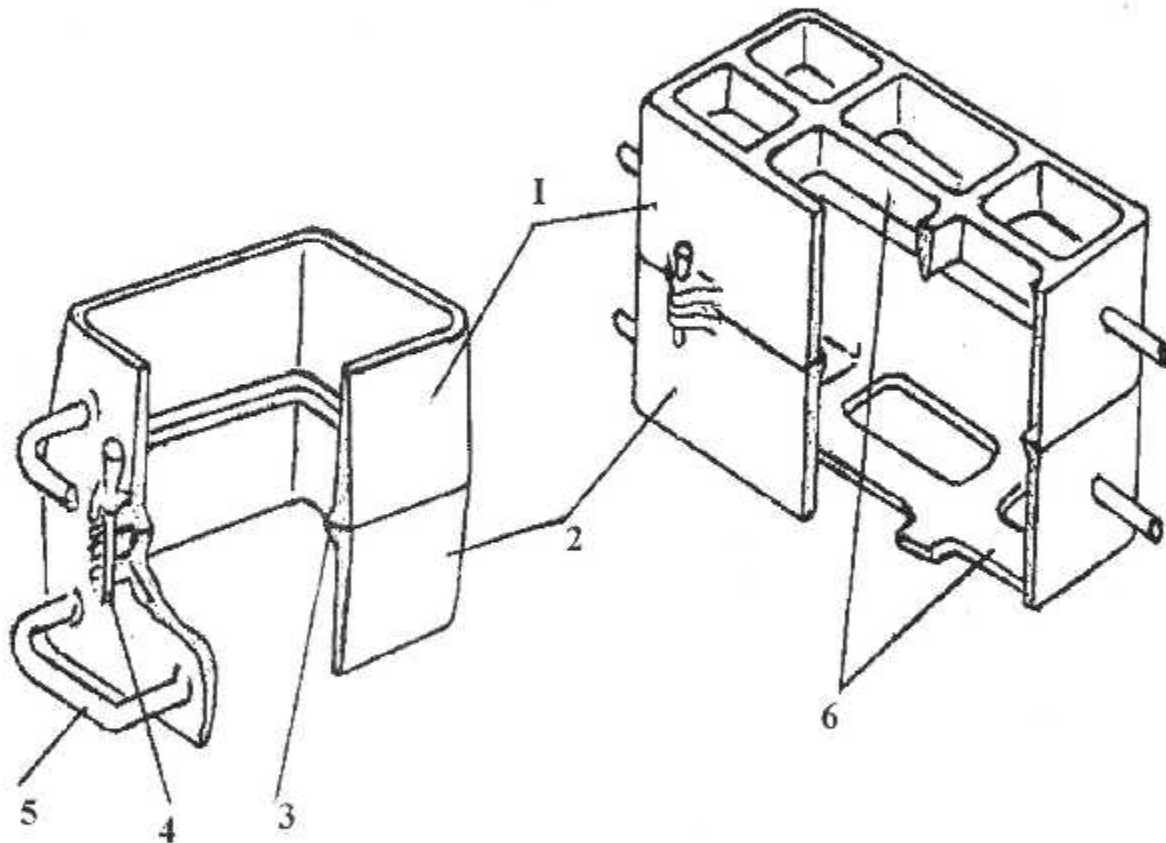


Figure.IV.3. Châssis en fente et en alpax

1- Châssis supérieur ; 2- Châssis inférieur ; 3- listel ; 4- goujon ; 5- poignée
6- ailette intérieure.

IV.4.3. Sables de moulage et noyau :**IV.4.3.1. Matières premières :**

Pour fabriquer les moules en sable, on utilise surtout de la silice, de l'argile et certains impuretés, qui présentent des qualités. Le sable silicieux est caractérisé par le fait, qu'il ne commence à se ramollir, puis à fondre qu'à une très haute température. L'argile est un agglutinant.

IV.4.3.2. Propriétés fondamentales des sables de moulage et a noyau :

Les sables de moulage à noyau doivent posséder plasticité, perméabilité au gaz, cohésion, infusibilité et compressibilité.

Ces propriétés sont déterminées par la composition chimique, par l'humidité, par la forme et la grandeur des grains du sable.

- **La plasticité** : Est une propriété du sable à prendre, sous pression, la forme indiquée sans destruction et de conserver cette forme après la lavée de cette pression. Cette propriété est nécessaire pour recevoir l'empreinte précise du modèle.

- **La perméabilité au gaz** : le sable à la propriété de laisser passer la grande quantité de vapeur d'eau et de gaz, qui se dégage au contact du métal en fusion avec le sable de moulage.

Ensuite une grande quantité de gaz, dissous dans le métal en fusion, se dégage lors de la solidification.

Si la perméabilité au gaz du sable de moulage n'est pas suffisante, on obtient des rebuts, provoqués par les grumelures des gaz.

- **Cohésion** : est propriété du sable à tenir des chargements extérieurs sans destruction.

Cette propriété est nécessaire pour préserver la moule pendant son transport et lors de la coulée du métal.

- **L'infusibilité** : Est une propriété du sable de ne pas fondre, de ne pas se ramollir et de ne pas se fritter avec le métal coulé.

Une croûte de sable adhéré complique beaucoup l'usinage de la pièce.

▪ **La compressibilité** : Est une propriété de sable de se contracter sous l'action des forces de compression engendrées par le retrait du métal pendant sa solidification et son refroidissement.

Si le sable de moulage n'est compressible, il peut conditionner la fissuration de la pièce.

IV.4.3.3. Différents types de sables de moulage :

Les sables de moulage se distinguent selon :

1°. Leur application :

- sable de contact.
- sable de remplissage.
- sable unique.

2°. Le type du métal coulé :

- pour la fonte.
- pour l'acier.
- pour les métaux non-ferreux .

3°. Les types de moulage :

- moules à vert
- moules secs

1°. **Le sable de contact** :

Est mis autour du modèles. Ses conditions de travail sont les plus difficiles, parce que lors de la coulée il entre en contact avec le métal liquide. C'est pourquoi il doit être cohésif, perméable, et infusible. le sable de contact est fabriqué avec un mélange de silice et d'argile sans addition de sable vieux (brûlé).

2°. **Le sable de remplissage** :Est utilisé pour compléter tout le reste du volume du châssis, d'ou économie de sable neuf. Le sable de remplissage est fabriqué en sable vieux, c'est-à-dire en sable déjà utilisé.

3°. **Le sable unique** :est employé pour le moulage mécanique, il remplit tout le volume du châssis c'est pour quoi sa cohésion et sa perméabilité doivent être plus élevées que celles du sable de remplissage.

Les pièces en fonte peuvent être coulées dans des moules à vert ou à sec.

Les pièces en acier, pesant moins de 500 Kg, sont coulées dans des moules à vert, celles, qui en pèsent plus, dans des moules à sec.

Le sable de moulage pour des moles à vert contient beaucoup d'argile et d'addition spéciales, qui augmentent, après son séchage, la perméabilité au gaz du moule.

Les sables de moulage pour fonderie des métaux non ferreux sont composés d'une grande quantité d'argile et de sables siliceux, dont les grains sont plus fins, parce que la surface des pièces en alliages non-ferreux doit être lisse.

Puisque la température de fusion des métaux non-ferreux est plus basse que la température de fusion des métaux ferreux, les qualités réfractaires et la perméabilité aux gaz de ce sable peuvent être inférieures.

3°. **Sable a noyau :**

Lors de la coulée du métal en fusion dans le moule, les noyaux se trouvent dans des condition plus difficiles que le reste du matériau du moule. D'habitude les noyaux sont entourés de métal en fusion (excepté les portées du noyau) . c'est pourquoi le matériau des noyaux doit être plus perméable, plus cohésif, plus infusible et plus compressible que les autres matériaux du moule. Outre cela les noyaux doivent s'enlever facilement des moulages.

Le matériau fondamental pour la fabrication des noyaux est le sable siliceux avec le minimum de matières argileuses. Un tel sable est très perméable, mais peu cohésif.

Pour obtenir la cohésion nécessaire on ajoute dans les sables à noyau des agglutinants spéciaux. Parmi ces agglutinants citons l'huile, la dextrine, le colophane, etc.

IV.4.3.4. Addition et revêtements antigrippaux.

On emploie des additions spéciales pour augmenter l'infusibilité du sable de moulage des moules à vert. Dans le sable, employé pour la fonte, on ajoute de la poudre de houille ; dans le sable, employé pour le bronze, on ajoute du mazout, etc. Ces additions brûlent pendant la coulée et dégagent des gaz, qui forment un milieu réducteur. Ce milieu protège le moulage contre la fusibilité du sable. Pour augmenter l'infusibilité de la surface des moules à sec et des noyaux, on emploie des colorés spéciales :

▪ Les noirs de fonderie :

Ces noirs possèdent une infusibilité élevée. Les noirs éliminent l'éventualité de grippure et permettent d'obtenir des pièces aux surfaces lisses. Pour la fonte les noirs sont surtout formés de graphite et pour l'acier de poudre de silice (marchalite).

IV.4.3.5. Fabrication des sables de moulage et à noyau.

Les fonderies consomment une grande quantité de sable de moulage et à noyau (pour 1 tonne de pièces - 4 à 5 m³ de sable).

La fabrication des sables comporte :

- 1°. La préparation de sable neufs.
- 2°. Le traitement des sables en circulation.
- 3°. La fabrication du sable de moulage.

La préparation de noyaux matériaux prévoit leur séchage, leur broyage et criblage. Pour qu'on puisse utiliser le sable en circulation, une fois décoché des châssis il faut le travailler encore une fois (broyage et criblage).

Avant de procéder au mélange des matériaux, on les soumet au criblage pour en extraire les gros morceaux d'argile, les galettes et les particules métalliques.

L'opération de mélange doit assurer entre les grains de sable la répartition de l'argile, de l'humidité et des autres composants.

L'opération est terminée lorsque chaque grain de silice est enrobé d'une faible pellicule d'argile .

Pour fabriquer des sables le moulage et à noyau plusieurs machines différentes sont employées, par exemple ;hélice transporteuse continue, frotteur à moules, diviseurs, etc.

IV.4.4. Fabrication des moules-gamme des opérations :

Dans la production par pièce ou de faible série le moulage est exécuté à la main, alors que dans la production en grande série il est exécuté par des machines à mouler.

IV.4.4.1. Moulage a la main :

les plus répandu est le moulage d'après modèle en terre ou en châssis et au trousseau (circulaire et rectiligne).

Lors du moulage en terre, les travaux relatifs à l'aménagement du moule sont exécutés dans le sol de l'atelier.

Les moules peuvent être exécutés à découvert ou avec emploi du châssis supérieur.

Le moulage à découvert (figure. IV.4) est utilisé pour la fabrication des pièces d'un contour simple et dont la surface supérieure constitue un plan (plaques, grilles, cales et autres pièces d'une forme peu compliquée).

On prépare le sable de moulage sur le sol de l'atelier c'est-à-dire, on prépare la couche. Ensuite on pose le modèle (1) sur le sable et on le dépose. On nivèle la position du modèle à l'aide du niveau(4). On tasse le sable autour du modèle, l'excédent de sable est enlevé. On nivèle encore la position du modèle .

On pratique des trous d'air (3) pour augmenter la perméabilité au gaz du moule.

A côté du moule on exécute le canal de coulée (6) , à l'autre côte –le canal (7) pour l'écoulement du métal en excédent.

On place le bassin de coulée (5) au-dessus du canal de coulée. Après toutes ces opérations on extrait le modèle à l'aide du tirefond à poignée (2). Le moule est prêt pour la coulée.

Lors du moulage au sol de pièces de grandes dimensions, on prépare d'abord une couche dure, en couvrant le fond de la fosse d'un feuillet de coke de 50 à 80 mm d'épaisseur. Ce coke avec les trous d'air (5) améliore la perméabilité au gaz du moule.

Le moulage au sol fermé est exécuté selon la (figure IV.5). Le moulage est exécuté comme dans le cas précédent, mais on retire le modèle (1) après avoir installé le châssis supérieur (2), après son remplissage et l'exécution du bassin (3). Les piquets (4) servent pour fixer le châssis après moulage.

Le moulage châssis à la main et à la machine est procédé le plus répandu. Selon le contour extérieur, les dimensions et la complexité de la pièce on recourt à des procédés divers.

- Moulage en deux châssis avec modèle plein.
- Moulage en deux châssis avec modèle démontable.
- Moulage avec chape .
- Moulage en grappe.
- Moulage en mottes.

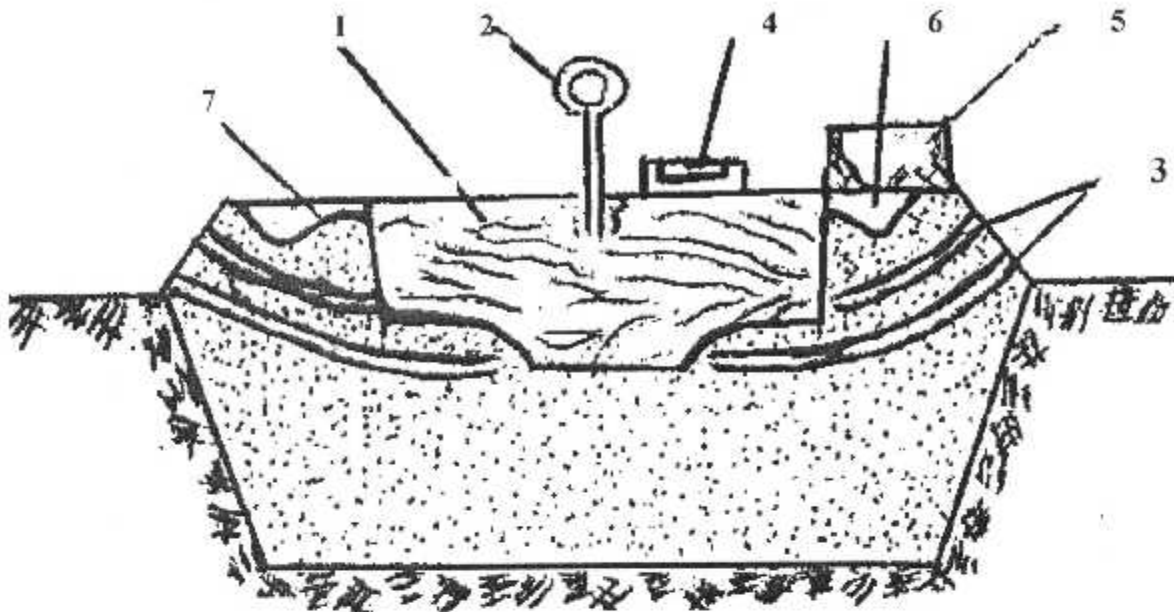


Figure .IV.4. Moulage à découvert.

I-modèle ; 2-tirefond à poignée ; 3- trous d'air ; 4-niveau ; 5-bassin de coulée ; 6-canal de coulée ; 7- canal d'écoulement.

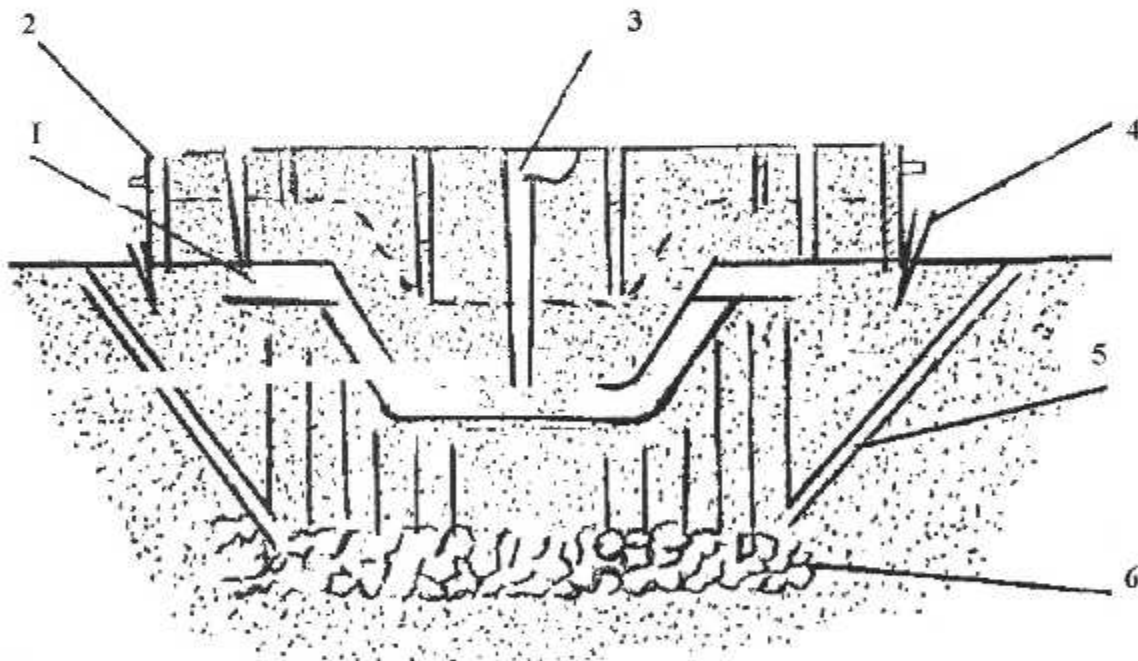


Figure .IV.5. Moulage au sol fermé.

I- modèle ; 2- châssis ; 3- jets de coulée ; 4- fiches de position ; 5- trous d'air ; 6-couche de coke.

IV.4.4.2. Moulage par des machines a moule :

Le rendement du moulage à la main est très bas et la préparation des moules exige une haute qualification, c'est pourquoi, pour la production en série, on emploie les machines à mouler.

Le moulage à machine accélère le procédé 10 à 25 fois, augment la précision des pièces et leur qualité. Pour ce procédé on emploie la plaque modèle métallique sur laquelle on affermit les modèles des pièces et les modèles des éléments du système de coulée.

Les machines à moules peuvent exécuter :

- 1°. L'extraction du modèle du moule (lors du remplissage à la main).
- 2°. Remplissage, serrage et extraction du modèle.

D'après le procédé du serrage les machines peuvent assure le moulage par secousses et par projection de sable. Le serrage doit être égale pour toute la hauteur du châssis ou un peu plus, auprès du modèle.

IV.4.5. Fabrication des noyaux :

La forme des noyaux est donnée par une boite à noyau (fabrication à la main ou à la machine). ou par un trousseau.

Pour assurer l'échappement des gaz, on aménage dans les noyaux des canaux spéciaux.

Les noyaux sot toujours étuvés pour leur donner de la dureté ; le plus souvent ils sont armés. Les noyaux compliqués sont préparés en plusieurs parties collées.

IV.4.6. Système de coulée et d'alimentation :

Le métal en fusion remplit le moule à travers le système des canaux, qui s'appelle jet de coulée. La construction du jet de coulée dépend des dimension, du poids et de la configuration de la pièce. représente quelques types de jet de coulée.

Les détails du jet de coulée sont les suivants :

- Bassin (entonnoir).
- Jet de coulée (descente).
- Piège à crasses (chenal).
- alimenter.

Event (pour la fonte) ou masselotte (pour d'autres fonderies)

IV.4.6.1. Destination du jet de coulée :

1°. Assurer une amenée régulière, continue et calme du métal dans l'empreinte du moule ;

2°. Prévoir l'alimentation de la pièce par le métal liquide pendant sa solidification et le retrait ;

3°. Empêcher la pénétration du laitier, du sable et d'autres inclusions non métalliques dans le moule ;

4°. Prévenir la destruction du moule sous l'action du jet du métal.

IV.4.7. Les appareils de fusion :

Dans la fonderie, le métal en fusion peut être obtenu dans les fours divers. C'est en effet une question de température (point de fusion), qui conditionne l'allure des fours.

Dans cet esprit, on peut adopter la classification ci-après :

IV.4.7.1. Fusion de la fonte :

- Cubilot
- Four à réverbère
- Four tournant .

IV.4.7.2. Fusion de l'acier :

- Four martin
- Convertisseur
- Four électrique .

IV.4.7.3. Fusion Des Alliages Non – Ferreux

- Petit four électrique

- Four à creuset.

IV.4.8. Quelques propriétés de fonderie des alliages :

La qualité des pièces dépend des propriétés de fonderie des alliages, qui sont les suivantes : Coulabilité, liquation et retrait.

- **La coulabilité** : est une propriété du métal en fusion de bien remplir le moule et de reproduire fidèlement son empreinte. Une coulabilité insuffisante conditionne la formation de manques dans les parois minces du moule .

La coulabilité s'augmente lors de l'élévation de la température et de l'augmentation du phosphore, carbone, silicium, manganèse, aluminium et cuivre.

- **La liquation** est un phénomène d'une hétérogénéité chimique de diverses parties d'une même pièce. Elle est observée souvent lors de la solidification d'une grande pièce. La liquation conditionne la différence entre les propriétés mécaniques de la pièce.

- **Le retrait** est une diminution du volume du métal lors de son refroidissement et de sa cristallisation. On tient toujours le retrait lors de la préparation du modèle.

- **Coulée** : du four aux moules, le métal doit être transporté le plus rapidement car il faut limiter la perte de chaleur. Dans ce but on utilise des récipients, appelés 'poches'.

Il existe des poches de 10 kg à 10 tonnes et plus. Les poches sont en acier soude ou. Elles sont légèrement coniques, munies d'un ou deux becs et garnies intérieurement de terre réfractaire ou de briques réfractaires pour les gros appareils.

Avant de recevoir le métal les poches sont bien séchées. Les grandes poches sont munis de mécanismes de pivotement.

- **Décochage**. quand la pièce est refroidie (jusqu'à 300 ou 400°), il faut la sortir du moule. Il s'agit, pour cette opération, de dégager la pièce du châssis, de la dessabler extérieurement et intérieurement (destruction des noyaux).

C'est une opération rendue pénible et nocive par le dégagement de chaleur et la formation de poussière, c'est pourquoi on s'efforce de la mécaniser.

La destruction des pièces se fait à l'aide de masses ou de vibreurs, de perforateurs et d'eau sous pression. Le plus hygiénique est le procédé d'hydroblast, qui permet de combiner la destruction des noyaux avec le dessablage des pièces.

▪ **Ebarbage** : chaque pièce doit être délivrée du jet de coulée, des éventails ou masselottes et des bavures. Cette opération s'effectue à la main (marteau et burin) ou mécaniquement (burin pneumatique, meules fixes, portatives ou oscillantes, oxy-coupage, etc.).

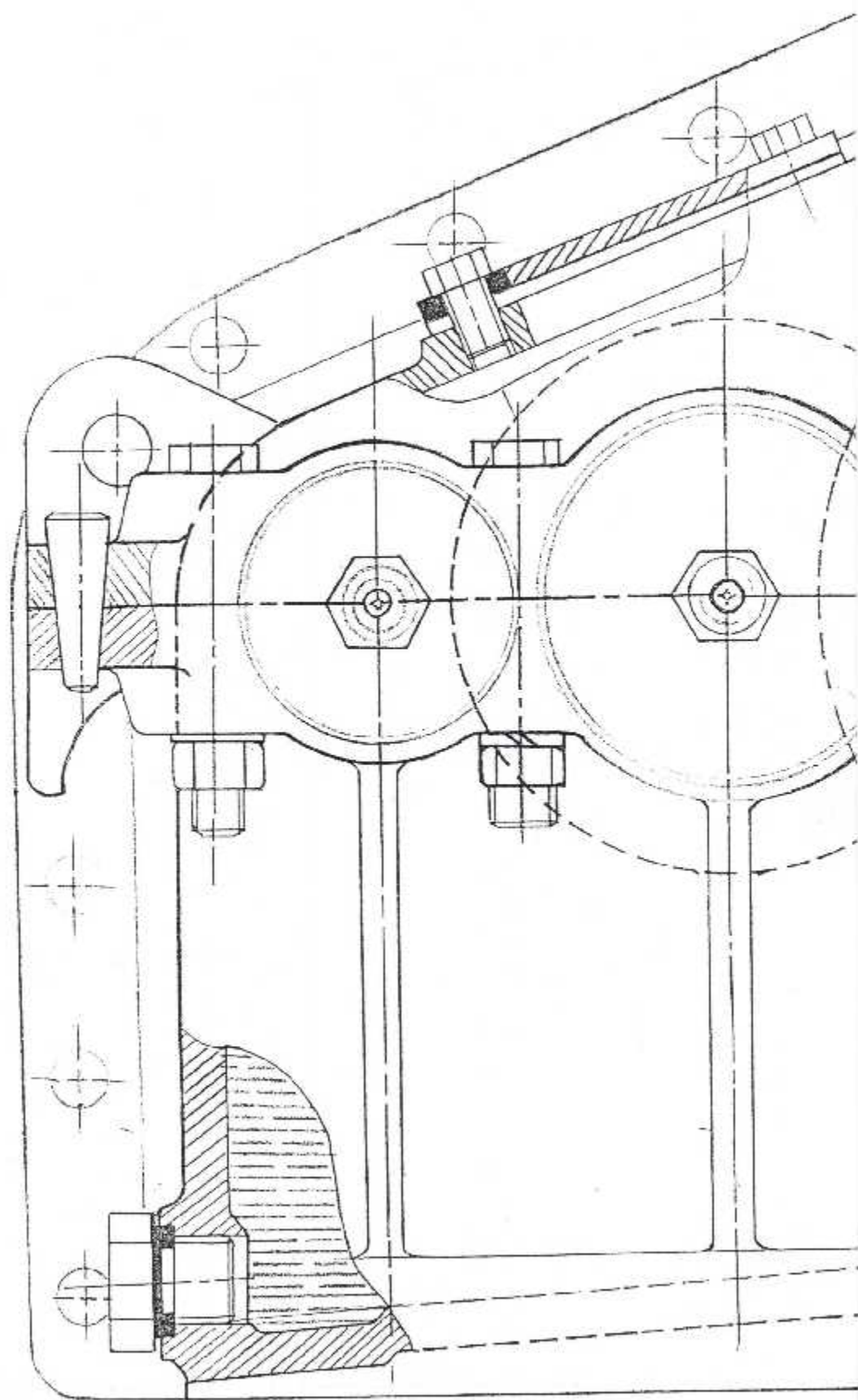
IV.4.9. Contrôle de fonderie et correction des défauts :

La tâche majeure du contrôle est l'analyse du rebut, son étude afin de prendre des mesures, qui permettent de le réduire. Les procédés de contrôle sont les suivants :

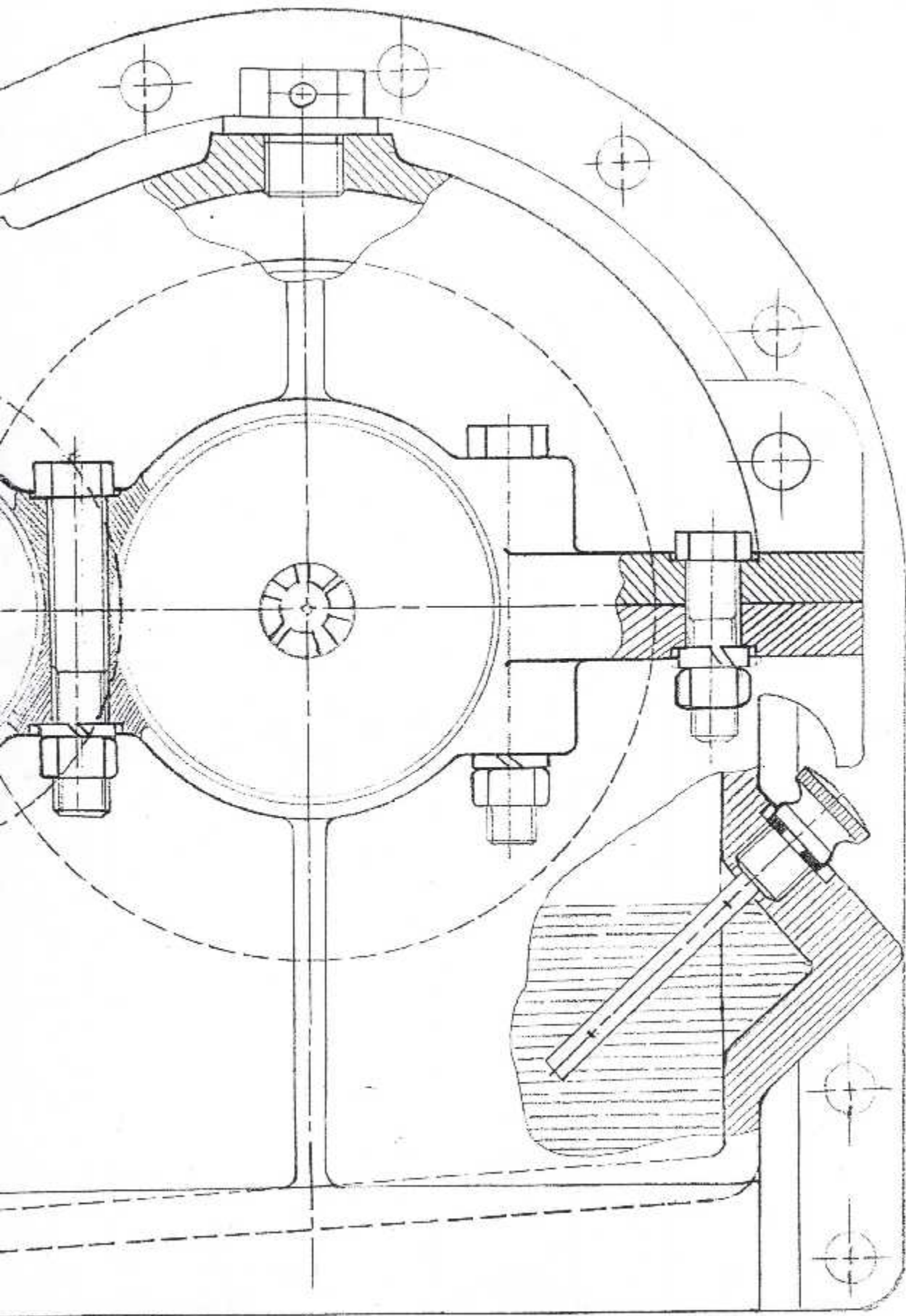
- 1°. Contrôle des matières premières ;
- 2°. Révision extérieure des pièces afin d'établir les refus, fissuration, gauchissement et autres défauts ;
- 3°. Vérification des dimensions des pièces à l'aide d'instruments de mesure ;
- 4°. Etablissement, au sein d'un laboratoire, de la composition chimique des pièces, de leurs propriétés mécaniques et autres.

Les rebuts insignifiants dans les parties de peu d'importance sont corrigés par les méthodes suivantes

- Rechargement par métal liquide
- Soudage à froid ou à chaud
- Métallisation
- Emploi des mastics et des imprégnations
- Positionnement.



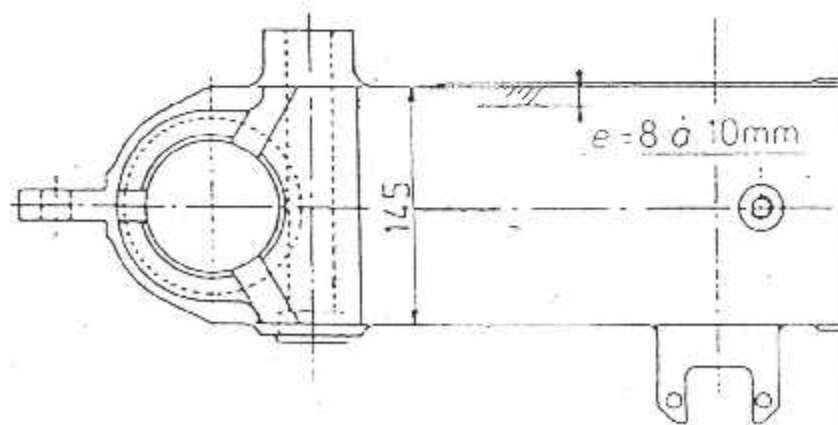
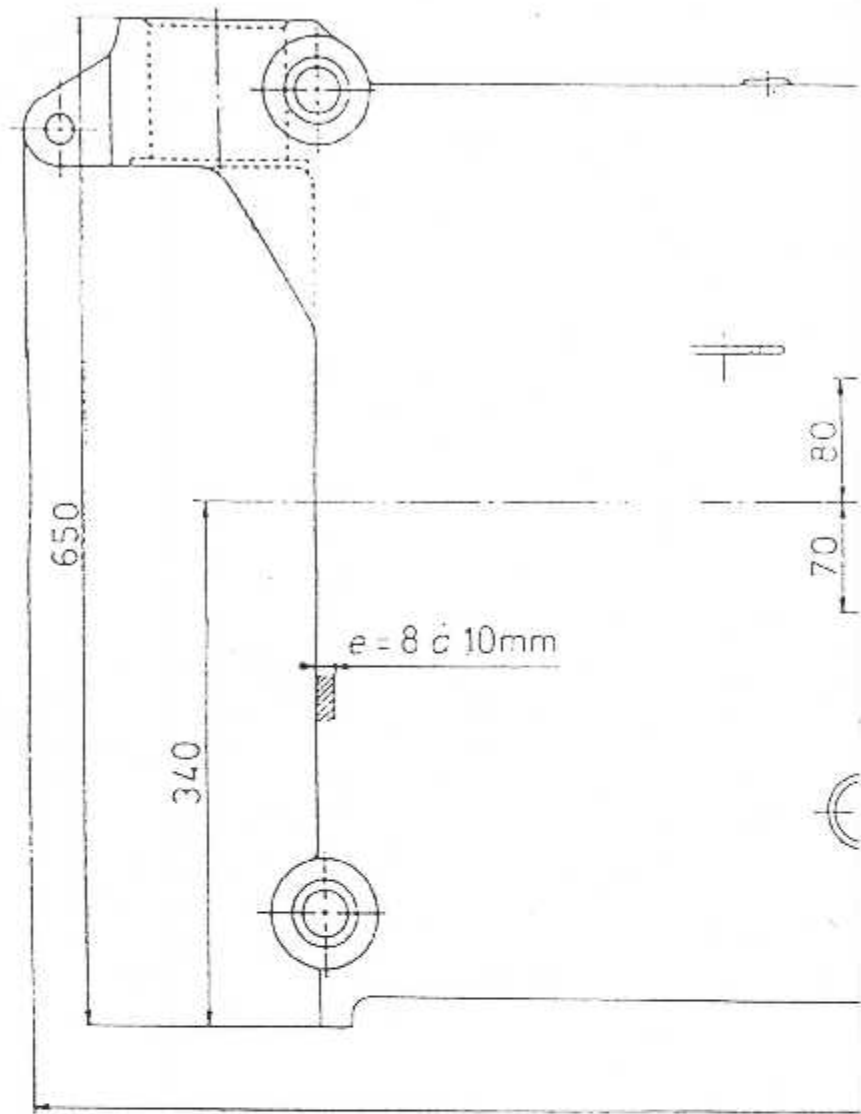
VUE DE FACE D'UN



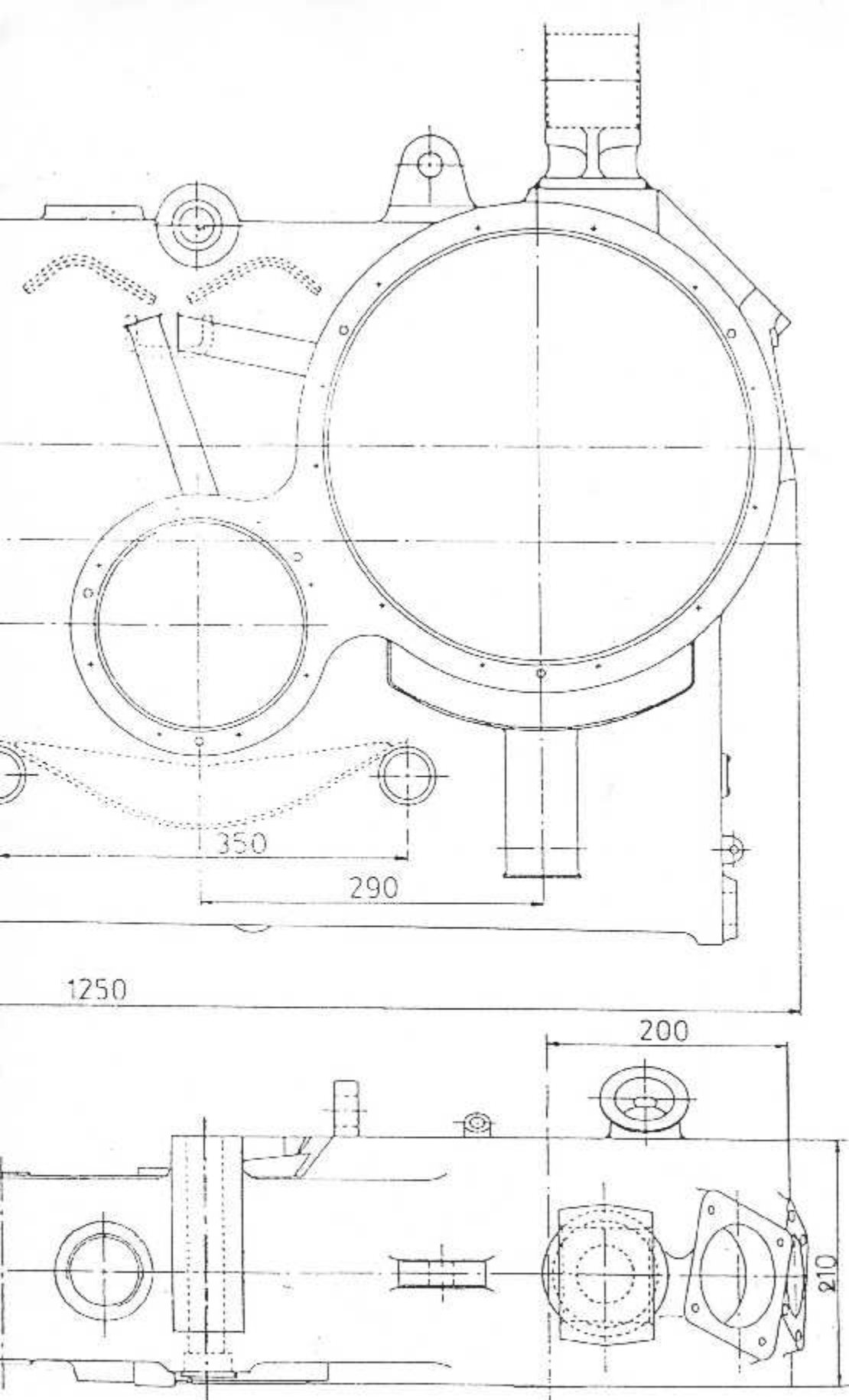
REDUCTEUR DE VITESSE

Les cotés sont en millimètre

Fonte Ft 25



Carter de réducteur : corps moulé a



avec accessoires forgés ou emboutis, soudés sur ce corps.

ANNEXE

Tableau N°1 : Valeurs approchées des rendements des couples cinématiques :

Un Couple d'engrenage fermé		
Cylindrique	η ENG CIL	0.96 à 0.98
Conique	η ENG CON	0.95 à 0.97
Vis sans fin $Z1=1, Z2=2$	η VIS	0.70 à 0.75 0.80 à 0.85
Une transmission par chaîne	η CH	0.93 à 0.97
Une transmission par courroie	η COUR	0.98 à 0.97
Deux paliers d'un arbre	-	-
Paliers lisses	η P.L	0.98 à 0.99
Paliers à roulement	η P.L	0.99 à 0.995
Un accouplement	η ACC	0.98 à 0.99

Tableau N°2 : valeurs numérique recommandées du rapport des vitesses.

Un couple d'engrenage cylindrique	i cyl	3 à 6
Un couple d'engrenage conique	i con	2 à 5
Une transmission par courroie	i cour	2 à 6
Un couple a vis sans fin	i vis	8 à 70
Un transmission par chaîne	i ch	2 à 8

- Le rapport des vitesses (i) est égal au rapport de transmission (U).

Tableau N°4 : Valeurs numériques du coefficient de sécurité $[n]$ et du coefficient de concentration des contraintes « $K\sigma$ ».

	Traitement thermique	$[N]$	$K\sigma$
Acier forgé	Trempe et revenue, normalisation	1.5	1.8
	Trempe global	2	2
	Cémentation et trempe	1.8	1.2
	Trempe superficielle	-	-
Acier coulé	Trempe et revenue	1.8	1.8
	Sans traitement thermique	2	2
Fente	Sans traitement thermique	2	1.2

Tableau N°5 : Valeurs numériques recommandées du coefficient Ψ_a .

large de l'engrènement	ψ_a	Centre d'engrenage
Faible	0.12 à 0.15	Boite de vitesses
	0.2 à 0.4	Denture droite
Moyennes	0.3 à 0.6	denture hélicoïdale
Forte	0.5 à 1	Denture en chevron

Tableau N°6 : valeurs normalisées de l'entraxe d'engrenage cylindrique (mm) :

1 ^{ère} rangée	40 ; 50 ; 63 ; 80 ; 100 ; 128 ; 160 ; 200 ; 250 ; 315
2 ^{ème} rangée	71 ; 90 ; 112 ; 140 ; 180 ; 224 ; 280 ; 335

Tableau N°7 : Valeurs normalisées du module d'engrenage cylindrique (mm) :

1 ^{ère} rangée	1.5 ; 2 ; 2.5 ; 3 ; 4 ; 5 ; 6 ; 8 ; 10 ; 12
-------------------------	---

Tableau N°4 : Valeurs numériques du coefficient de sécurité $[n]$ et du coefficient de concentration des contraintes « $K\sigma$ ».

	Traitement thermique	$[N]$	$K\sigma$
Acier forgé	Trempe et revenue, normalisation	1.5	1.8
	Trempe global	2	2
	Cémentation et trempe	1.8	1.2
	Trempe superficielle	-	-
Acier coulé	Trempe et revenue	1.8	1.8
	Sans traitement thermique	2	2
Fente	Sans traitement thermique	2	1.2

Tableau N°5 : Valeurs numériques recommandées du coefficient Ψ_a .

large de l'engrènement	ψ_a	Centre d'engrenage
Faible	0.12 à 0.15	Boite de vitesses
	0.2 à 0.4	Denture droite
Moyennes	0.3 à 0.6	denture hélicoïdale
Forte	0.5 à 1	Denture en chevron

Tableau N°6 : valeurs normalisées de l'entraxe d'engrenage cylindrique (mm) :

1 ^{ère} rangée	40 ;50 ;63 ;80 ;100 ;128 ;160 ;200 ;250 ;315
2 ^{ème} rangée	71 ;90 ;112 ;140 ;180 ;224 ;280 ;335

Tableau N°7 : Valeurs normalisées du module d'engrenage cylindrique (mm) :

1 ^{ère} rangée	1.5 ;2 ;2.5 ;3 ;4 ;5 ;6 ;8 ;10 ;12
-------------------------	------------------------------------

Tableau N°8 : Valeurs de vitesses circonférentielles en fonction de la classe de précision :

roues	Classe de précision des roues dentées		
	6	7	8
	Classe	Circonférentielle	V en m/s
Cylindriques à denture droite	Jusqu'à 16	Jusqu'à 10	Jusqu'à 6
hélicoïdales et à chevron	Jusqu'à 30	Jusqu'à 20	Jusqu'à 9
Conique à denture droite	Jusqu'à 9	Jusqu'à 6	Jusqu'à 3

Tableau N°9 : Valeurs numériques du coefficient dynamique k_v pour des engrenages à denture droite.

Classe de précision	Dureté superficielle HB	Vitesse circonférentielle V m/s			
		<1	1 à 3	3 à 8	8 à 12
6	≤350	1	1	1.2	1.3
	>350	1	1	1.2	1.3
7	≤350	1	1.2	1.4	1.5
	>350	1	1.2	1.3	1.4
8	≤350	1	1.3	1.55	-
	>350	1	1.3	1.4	-

Tableau N°10 : Valeurs numérique du coefficient de concentration K_{β} pour des roues dentées inrodables.

B/ ϕ_p	La position du pignon par rapport aux appuis		
	Symétrique	Prés d'un appui	Sur porte à faux
0.2	1	1	1.1
0.4	1	1.05	1.2
0.8	1.05	1.15	1.5
1.2	1.15	1.25	-
1.6	1.25	1.4	-
2	1.45	-	-

Tableau N°11 : Valeurs numérique du coefficient de la forme de la dent « Y », l'angle d'engrènement $\alpha=20^\circ$.

Nombre de dents Z ou Z éq.	Coefficient « α » de départ
16	0.338
17	0.357
23	0.372
26	0.404
30	0.416
40	0.442
50	0.457
65	0.472
80	0.478
100	0.481
150	0.490
300	0.496

la valeur approchée du coefficient de la forme de dent on peut déterminer
d'après la formule :

$$y=0.52-3.5/Z$$

soit ici Z est le nombre de dents de la roue dentée

Conclusion générale

Dans la première partie on nous avons cité les pièces constituant le banc d'essai GT-177, qui est un réacteur mono-corps mono-flux de construction anglaise de la maison GILKSE. On a veillé à la vue de ce catalogue, à connaître le fonctionnement, l'espace occupé, la manière d'installer le moteur. Et que le monteur comprend la position des pièces qui composent le moteur et le meilleur moyen de réaliser son installation, si telle information ne se trouve pas dans une feuille d'instruction. On a précisé les détails des formes du modèle, qu'on devra faire. Et pour n'importe quel utilisateur de cette machine qui la maniera pour des travaux d'étude, il devra trouver la pièce le lieu où il devra effectuer l'opération indiquée sur la fiche d'étude. En règle générale ces pièces étaient présentées selon des conventions normalisées dont des spécifications très détaillées constituent l'élément fondamental, ou les vues cotées nécessaires à la compréhension du travail.

Dans la deuxième partie en prenant les paramètres de la commande du moteur à sa sortie et en recommandant un régime de fonctionnement optimal d'une hélice. On a proposé une conception type d'un réducteur à doubles étages avec une étude détaillée de vérification à la résistance des éléments constituant l'ensemble. Ainsi que le comportement des pièces dans son ensemble qui dépendent d'un grand nombre de facteurs. Cependant, en sachant le caractère des charges et les conditions d'exploitation, il sera possible, avec un degré de précision suffisamment élevé d'établir les durées de service des pièces et leurs dimensionnements, sans oublier de prendre en considération l'accroissement supposé de la productivité de travail par suite la proposition de la nouvelle conception jugée optimale.

Conclusion générale

Dans la première partie on nous avons cité les pièces constituant le banc d'essai GT-177, qui est un réacteur mono-corps mono-flux de construction anglaise de la maison GILKSE. On a veillé à la vue de ce catalogue, à connaître le fonctionnement, l'espace occupé, la manière d'installer le moteur. Et que le monteur comprend la position des pièces qui composent le moteur et le meilleur moyen de réaliser son installation, si telle information ne se trouve pas dans une feuille d'instruction. On a précisé les détails des formes du modèle, qu'on devra faire. Et pour n'importe quel utilisateur de cette machine qui la maniera pour des travaux d'étude, il devra trouver la pièce le lieu où il devra effectuer l'opération indiquée sur la fiche d'étude. En règle générale ces pièces étaient présentées selon des conventions normalisées dont des spécifications très détaillées constituent l'élément fondamental, ou les vues cotées nécessaires à la compréhension du travail.

Dans la deuxième partie en prenant les paramètres de la commande du moteur à sa sortie et en recommandant un régime de fonctionnement optimal d'une hélice. On a proposé une conception type d'un réducteur à doubles étages avec une étude détaillée de vérification à la résistance des éléments constituant l'ensemble. Ainsi que le comportement des pièces dans son ensemble qui dépendent d'un grand nombre de facteurs. Cependant, en sachant le caractère des changes et les conditions d'exploitation, il sera possible, avec un degré de précision suffisamment élevé d'établir les durées de service des pièces et leurs dimensionnements, sans oublier de prendre en considération l'accroissement supposé de la productivité de travail par suite la proposition de la nouvelle conception jugée optimale.

Dans la troisième partie nous avons étudié la fabrication sans copeaux (moulage en sable à la main). Et cela pour fabriquer le couvercle (partie de dessus) et le bâti (partie de dessous). Nous avons cité les différents type de moulage :

a-en châssis, b-en chape, c- en motte, d-avec noyau et troussage circulaire.

Nous avons opté pour le moulage en châssis on une étude détaillée de succession des opérations technologique à été faite à savoir

- Préparation des châssis ;
- Types de moulage en sable ;
- Etablissement du modèle ;
- Parties démontables ;
- Boîtes à noyaux ;
- Trousseau ;

Et gamme des opérations (moulage, démontage, noyautage, remmoulage, fusion, coulée, décrochage, ébarbage, contrôle et traitements thermiques éventuels).

Et enfin avec le développement de ce sujet quelques réflexions ont été soulevées sur l'hélice, les types des réacteurs et turbopropulseurs. A savoir la continuité par d'autres étudiants dans ce domaine de recherches par des gammes de fabrication types et l'ordonnancement d'un modèle réel prototype de deux moteurs proposés à breveter.

Bibliographie

[I] Etude et conception du circuit carburant du moteur prototype
GILKES.GT.117.

Proposé par : Mr A. ALLALI.

Présenté par : Mr Y. CHERIAF.

Promotion : 2002-2003.

[II] le turbopropulseur 1990.

Auteur : Mr P. LEPOURRY.

[III] *Adaptation d'une hélice. A pas variable d'un avion léger.

Proposé par : Mr Z. YOUBI.

Présenté par : Mr M. DRAFLI.

Promotion : 1992-1993.

*Initiation à la propulsion. 1987.

Auteur : Mr A.CARRERE.

[IV] *Etude et amélioration de la machine-outil, étau-limeur, Type S.T.W 315.

Institut mécanique de BLIDA.

Proposé par : Mr A. ALLALI.

Présenté par : Mr F. BAZIZ. & Mr M. BENKEDER.

Promotion : 1996-1997.

*guide du dessinateur industriel. Hachette technique paris. 1981-1982.

Auteur : Mr A. CHEVALIER.

*pièces des machines. Maison de la technologie de ieningrad. 1963.

Auteur : Mr I.A. MERINSKA.

Les sites Internet :

- www.pwc.ca
- www.snecma.com
- www.google.com