



RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR

ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA

FACULTÉ DE TECHNOLOGIE

DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

MEMOIRE

PRÉSENTÉ POUR L'OBTENTION DU DIPLÔME DE

MASTER

FILIÈRE : GÉNIE MÉCANIQUE

SPÉCIALITÉ : CONSTRUCTION MÉCANIQUE

PAR :

BENNAI MASSINISSA

BOUMAZA MOHAND LARBI

Thème

Etudes et dimensionnement d'un tour parallèle universel classique

Soutenu le 01/07/2019 devant le jury composé de:

Mlle : Himed .L

Présidente

Mr. Hadjou .M

Rapporteur

Mlle. Bouzidi .S

Examinatrice

ANNÉE UNIVERSITAIRE 2018-2019

Sommaire

SOMMAIRE

Nomenclature	
Liste des figures	
Liste des tableaux	
Introduction générale	01
Chapitre I : Généralités sur le tournage	
I.1 Introduction.....	02
I.2 Généralité sur le tournage.....	02
I.2.1 Que ce que c'est le tournage.....	02
I.2.2 Les tours.....	03
I.2.3 Classification des tours.....	03
I.2.3.1 Le tour parallèle à charioter et à fileter.....	03
I.2.3.2 Le tour vertical.....	04
I.2.3.3 Le tour en l'air.....	05
I.2.3.4 Le tour revolver.....	05
I.2.3.5 Les tours de précision.....	06
I.2.3.6 Les tours spéciaux.....	07
I.2.3.7 Les tours semi-automatiques.....	07
I.2.3.8 Les tours automatiques	07
I.2.3.9 Les tours automatiques multibroches	08
I.2.3.10 Les tours à commande numérique	09
I.2.4 Les différentes opérations de tournages.....	10
I.2.5 Les conditions de coupe en tournage	15

Sommaire

I.2.5.1 La vitesse de coupe.....	15
I.2.5.2 La vitesse d'avance V_f , l'avance par tour f	16
I.2.5.3 La profondeur de passe « a ».....	17
I.3 Présentation du tour étudié	17
I.3.1 Description du tour parallèle.....	17
I.3.2 La fiche technique du tour parallèle TOS SN 40 C.....	18
I.3.3 Les différents mouvements obtenus sur un tour parallèle	20
Chapitre II : Transmission de puissance	
II.1 Introduction.....	21
II.2 Notions sur la puissance en mécanique.....	21
II.2.1 Que ce que c'est une puissance ?.....	21
II.2.2 Puissance développée par une force.....	21
II.2.3 Puissance développée par un couple de force.....	22
II.2.4 La puissance en usinage (tournage).....	22
II.3 La transmission de puissance.....	23
II.3.1 Définition.....	23
II.3.2 Le rapport de transmission.....	24
II.3.3 Le rendement d'un réducteur	24
II.3.4 Nécessité de l'utilisation d'une transmission	25
II.3.5 Classification des différents types de transmission	25
II.4 Description du système de transmission du tour étudié	26
II.5 Les types de transmission utilisés et leurs éléments.....	27
II.5.1 Transmission par courroie trapézoïdale.....	27
II.5.1.1 Nomenclature et géométrie des courroies.....	27
II.5.1.2 Conception d'une transmission par courroie.....	28

Sommaire

II.5.2 transmission par engrenages cylindriques à denture droite	29
II.5.2.1 Définition de la denture.....	30
II.5.3 Les roulements	34
II.5.3.1 Types de roulements	35
II.5.3.2 Facteurs affectant le choix d'un roulement	36
II.5.4 Les clavette	36
II.5.4.1 Définition	36
II.5.4.2 Pièces à accoupler	36
II.5.4.3 Types de clavettes	37
CHAPITRE III : Dimensionnement	
III.1 Introduction.....	38
III.2 Calcul des principales caractéristiques techniques.....	38
III.2.1 Définition de la plage de commande de numéros de rotation de la broche.....	38
III.2.2 Valeurs normalisées du dénominateur de la série géométrique de tours de broche φ	38
III.2.3 Dénominateur de la série géométrique de tours de broche	39
III.2.4 Graphe des vitesses de rotation	39
III.2.5 Les rapports de transmission dans chaque groupe d'engrenages	40
III.3 Choix du moteur électrique.....	41
III.3.1 Puissance d'entraînement du moteur principal.....	41
III.3.2 Puissance nécessaire pour la transmission.....	42
III.4 Couples sur les arbres.....	42
III.4.1 Les couples calculés sur les arbres T	42
III.5. Calcul et dimensionnement des éléments de machine	44

Sommaire

III.5.1.Calcul d'engrenages.....	44
III.5.1.1.Le choix du matériau.....	44
III.5.1.2 Déterminez les contraintes de contact admissibles dans le calcul d'endurance.....	44
III.5.1.3 Pression de Hertz limite admissible	44
III.5.1.4 Contrainte de flexion admissible de la dent.....	44
III.5.1.5 La distance centre approximatif entre les arbres	45
III.6 Calcul de la transmission à courroie trapézoïdale.....	50
III.6.1 Choix de la courroie.....	50
III.6.2. Le choix du diamètre de la poulie la plus petite	50
III.6.3 Le calcul du diamètre de la poulie la plus grande	50
III.6.4 choix préliminaire de la distance entre les axes A	51
III.6.5 L'angle entre les branches de la courroie	51
III.6.6. L'angle d'enroulement	51
III.6.7. La longueur de la courroie à l'état libre	51
III.6.8.La vitesse linéaire de la courroie	52
III.6.9.Nombre de courroies	53
III.7.calcul préliminaire des arbres.....	53
III.7.1.calcul diamètre des arbres.....	53
III.7.2 Le calcul des arbres	54
III.7.3.Détermination des réactions de soutien total.....	57
III.8.Choix des roulements	58
III.8.1.La durée de vie L_n du roulement.....	58
III.8.2 Charge dynamique équivalente	58
Conclusion générale.....	59

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail :

Aux deux êtres qui me sont les plus chers que tout le reste dans ce monde, qui sont la lumière de mes yeux et les deux bougies de ma vie et qui ont beaucoup sacrifié pour assurer ma réussite dans mes études.

À mon très cher père qui a toujours été là pour moi.

À ma noble mère, cette grande et douce amie qui a toujours su garder le sourire et me réconforter même dans les moments les plus difficiles.

A mes très chères sœurs zahra et kahina

A mon cher ami et frère Massinissa

A tous les enseignants qui m'ont aidés de proche ou de loin

A tous mes amis : Yasser, Mina, Lamine, Nordine, Zahir, Mouloud, Lakhedar, djamel, Ninouh, Lilia, Nassim, Nabil...

A mon binôme ainsi qu'à toute sa famille.

Remerciement

*Nous tenons à remercier dieu de nous avoir donné le courage
durant tout le long de notre parcours.*

*Tous nos infinis remerciements à notre encadreur Mr HADJOU
Madjid pour son aide, ses conseils, et ses remarques qui nous
ont permis de présenter notre travail dans sa meilleure forme.*

*Mes remerciements vont également aux membres de jury
d'avoir accepté de juger mon travail, Melle HIMED Lynda et
Melle BOUZIDI Safia.*

*Nos remerciements s'étendent également à tous nos enseignants
à l'université de Bejaia durant les années des études.*

*Au final nous tenons à remercier chaleureusement nos deux
enseignants en l'occurrence Mr BOUTAANI et Melle HIMED
pour leur soutien durant la réalisation de ce projet.*

NOMENCLATURE

V_c : La vitesse de coupe [m/min]

N : La fréquence de rotation [tr/min]

V_f : La vitesse d'avance [mm/min]

f : L'avance par tour [mm/tr]

a : La profondeur de passe [mm]

P : La puissance [watt]

F : La force [N]

V : La vitesse linéaire [m/s]

C : Le couple [N.m]

ω : La vitesse angulaire [rad/s]

K_c : La pression spécifique de coupe [N/mm^2]

F_c : La force de coupe [N]

P_c : La puissance de coupe [w]

η : Le rendement

LISTE DES FIGURES

Figure I.1 : Procédure de tournage.....	02
Figure I.2 : Tour parallèle conventionnelle.....	03
Figure I.3 : Tour parallèle.....	04
Figure I.4 : Tour vertical à une colonne.....	04
Figure I.5 : Tour en l'air.....	05
Figure I.6 : Tour revolver.....	06
Figure I.7 : Tour de précision.....	06
Figure I.8 : Tour semi-automatique.....	07
Figure I.9 : Tour automatique.....	08
Figure I.10 : Tour multibroches.....	09
Figure I.11 : Tour à commande numérique.....	09
Figure I.12 : Opération de chariotage entre pointe.....	10
Figure I.13 : Opération de surfaçage.....	11
Figure I.14 : Opération d'alésage.....	12
Figure I.15 : Opération de filetage.....	13
Figure I.16 : Opération de perçage.....	14
Figure I.17 : Opération de tronçonnage.....	15
Figure I.18 : Vitesse de coupe V_c	16
Figure I.19 : Vitesse d'avance en fonction de la profondeur de passe	16
Figure I.20 : les organes fondamentaux d'un tour parallèle.....	18
Figure II.1 : Mouvement de translation.....	22
Figure II.2 : Classification des transmissions mécaniques.....	26
Figure II.3 : Schéma d'une transmission poulie courroie.....	27
Figure II.4 : Schéma d'un engrenage cylindrique à denture droite.....	29
Figure II.5 : Définition du pas d'une denture.....	30

Figure II.6 : Denture.....	31
Figure II.7 : Caractéristiques d'un engrenage à denture droite.....	32
Figure II.8 : Roulement à une rangée de billes.....	35
Figure II.9 : Un arbre qui reçoit une clavette dans une rainure.	37
Figure III.1 : Graphe de vitesses de rotation.....	40
Figure III.2 : Nano-gramme de choix de courroies.....	50
Figure III.3 : Forces des courroies.....	51
Figure III.4 : Diagramme des moment fléchissant et les efforts tranchants.....	56

LISTE DES TABLEAUX

Tableau II.1 : Les modules normalisés (série de RENARD).....	32
Tableau II.2 : Relation de calcul	33
Tableau II.3 : Indications concernant la valeur de k.....	34
Tableau III.1 : sommes de nombre de dents.....	41
Tableau III.2 : Rendement de quelques couples de frottement.....	42
Tableau III.3 :Roues dentées et leurs caractéristiques.....	49
Tableau III.4 : Courroies trapézoïdales. Dimensions et longueur initiales.....	52
Tableau III.5 : Les longueurs initiales des courroies.....	52
Tableau III.6 : Série des diamètres des poulies D_p (mm).....	52

Résumé

L'objectif de ce mémoire est l'étude et le dimensionnement d'un système de transmission d'un tour parallèle tout en prenant compte de la puissance utile lors des conditions d'usinage les plus extrêmes (matériau le plus dur possible, plus grande profondeur de passe...). A partir de là nous allons débiter le dimensionnement par le choix d'un moteur électrique, ensuite vient le dimensionnement des roues dentées et des arbres qui compose la boîte à vitesse du tour. Les calculs de l'effort de coupe et des différents organes (arbres, roues...) sont soumis à des coefficients de sécurité « s » à fin d'éviter l'endommagement de ce système dans le cas où les capacités du tour sont dépassées lors de l'usinage.

Mots clés

Tournage, Machine-outil, Effort de coupe, Vitesse de coupe, Boîte à vitesse, Courroie, Engrenage.

Introduction générale

Dans le domaine de la fabrication mécanique il existe différentes techniques de transformation de la matière, parmi ces techniques on retrouve la fabrication par enlèvement de matière, cette méthode nous permet de réaliser des formes complexes avec une grande précision et surtout sans avoir apporté des changements aux caractéristiques (physique, chimique, mécanique...) du matériau usiné.

Le tournage est l'un des procédés d'usinage par enlèvement de matière, l'opérateur utilise des machines-outils appelées tour. Avant chaque opération de tournage l'opérateur doit effectuer plusieurs réglages sur la machine comme par exemple le réglage de la vitesse de rotation de la broche, cette dernière dépend de plusieurs facteurs (matériau à usiner, outil de coupe...). Les tours sont alimentés par des moteurs électriques qui ont généralement une seule vitesse de rotation, donc afin de faire tourner la broche à des vitesses de rotations différentes une boîte de vitesse est présente dans leur système de transmission.

Le présent mémoire est destiné à réaliser une étude et un dimensionnement du système de transmission d'un tour parallèle classique, l'étude présentée dans ce mémoire a été réalisée sur un tour parallèle du fabricant TOS modèle SN 40 C.

Nous avons divisé ce mémoire en trois chapitres :

- Un premier chapitre présentant des généralités sur le tournage et une description du tour étudié.
- Un deuxième chapitre qui comporte des généralités sur la puissance en mécanique et une description du système de transmission du tour étudié
- Un troisième et dernier chapitre a été consacré au dimensionnement des éléments de machine (arbre, engraine, courroie...) composants le système de transmission du tour étudié.

Ce projet sera également l'occasion pour nous de mettre en application les connaissances en mécanique générale et en résistance des matériaux acquises au cours de notre cycle d'étude.

I.1 introduction

De nos jours, l'évolution de la technologie d'usinage par enlèvement de matière a donné naissance à plusieurs types de tour pour répondre aux exigences du constructeur et amélioré la qualité de la production.

La différence entre les tours existants réside dans leur système de commande, le montage de la pièce à usiné...ainsi que la capacité d'un tour est différente d'un tour à un autre.

I.2 Généralités sur le tournage

I.2.1 Que ce que c'est le tournage

Le tournage est une opération mécanique consistant à ouvrager une grande variété de corps de révolution (cylindres, cônes, sphères) ainsi que des filetages de tous profils sur des machines-outils particulières appelées tours.

Cet usinage est pratiqué à l'aide d'outils de coupe dont la position sur la machine est immuable verticalement et dont la possibilité de déplacement latéral leur permet de détacher un copeau. Le tranchage s'effectue grâce à une très forte pression de l'arête de coupe sur la face à travailler, les pièces à usiner étant toujours animées d'un mouvement de rotation. [1]

Ces pièces peuvent être :

- Métalliques ou en plastique (tour mécanique).
- En bois (tour à bois).

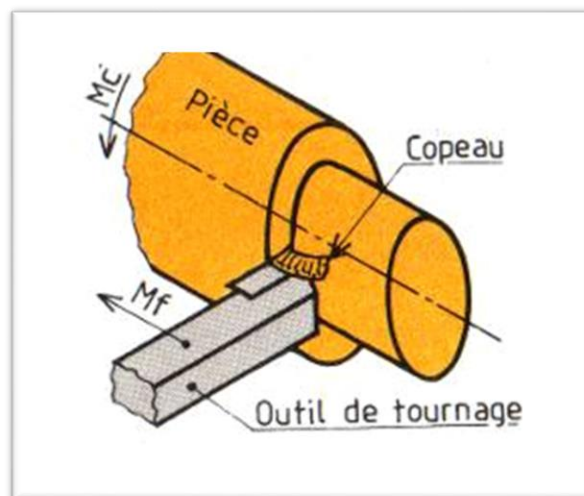


Figure I.1 : Procédure de tournage. [3]

I.2.2 Les tours

Les tours, Figure I.2, permettent de réaliser des surfaces de révolution et hélicoïdales (filetage): cylindres, cônes et plans (génératrice perpendiculaire à l'axe de révolution). L'utilisation principale des ces machines est l'usinage des arbres. La pièce, généralement tenue par le mandrin, a un mouvement de rotation (mouvement de coupe) transmis par la broche. L'outil peut se déplacer en translation suivant deux directions. Ces deux directions, Perpendiculaires entre elles, appartiennent à un plan auquel l'axe de la broche est parallèle. Le Premier mouvement de translation est parallèle à l'axe de la broche. Le deuxième mouvement de translation est perpendiculaire à l'axe de la broche [4].

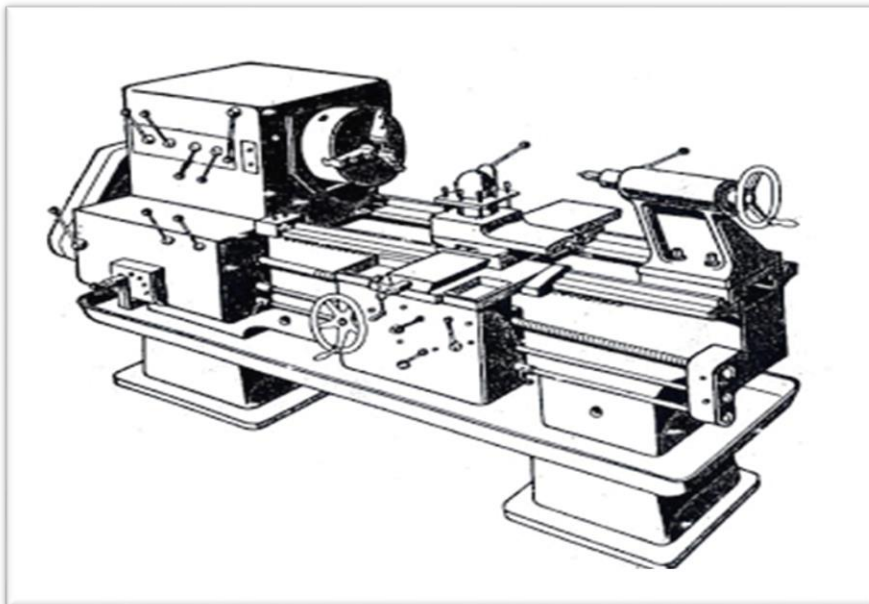


Figure I.2: tour parallèle conventionnelle. [5]

I.2.3 classification des tours

La classification des tours peut être opérée en tenant compte de l'importance des pièces à usiner et du genre de travaux pouvant y être réalisés. Nous donnerons pour chacun d'entre eux le rôle sommaire qu'il doit remplir [1].

I.2.3.1 Le tour parallèle

Travaille la pièce dans sa position horizontale ; il est beaucoup le plus utilisé, grâce à l'universalité de ses mouvements. [1]



Figure I.3 : tour parallèle. [6]

I.2.3.2 Le tour vertical

Conçu pour l'exécution de pièces lourdes et encombrantes dont le centrage et le brigade seraient trop difficultueux sur un tour ordinaire. [1]



Figure I.4 : tour vertical à une colonne. [7]

I.2.3.3 Le tour en l'air

Il sert au tournage de grosses et encombrantes pièces ne pouvant économiquement être usinées sur de volumineux tours normaux ou verticaux. [1]



Figure I.5 : tour en l'air. [8]

I.2.3.4 Le tour revolver

Le tour revolver ou tour à tourelle revolver est conçu pour usiner des pièces dans une barre ou prises sur plateau après un précédent usinage, l'emploi de ce type de tour est réserver pour l'usinage de série de pièces dont le temps d'exécution sera plus court que sur un tour conventionnel. [1]



Figure I.6 : tour revolver. [9]

I.2.3.5 Les tours de précision

Utilisé en petite mécanique de précision pour l'exécution ou la reprise de pièces de faible dimensions exigeant, avec une grande précision, un fini irréprochable. [1]



Figure I.7 : tour de précision. [10]

I.2.3.6 Les tours spéciaux

- a) A détalonner : dont le rôle est de créer l'angle de dépouille des outils.
- b) A reproduire : crée pour la reproduction sur une pièce d'un profil précédemment établi sur un gabarit creux ou en relief. [1]

I.2.3.7 Les tours semi-automatiques :

Ce sont des tours équipés d'un traînard semblable à celui d'un tour parallèle avec une tourelle hexagonale index able munie de 6 postes d'outils animée d'un mouvement longitudinal contrôlé par des butées. Les outillages spécialement conçus pour la machine permettent des opérations simples et précises. La commande de ces tours peut être manuelle ou en partie automatique. La flexibilité de ces machines est très limitée. On les utilisera pour des travaux de moyenne série. [11]



Figure I.8 : tour semi-automatique [12]

I.2.3.8 Les tours automatiques

Plusieurs outils sont montés tangentiellement à la pièce. Les mouvements sont obtenus par des cames qui donnent la vitesse d'avance et la course de chaque outil. Une came est spécifique à une opération et à une pièce. Ces tours sont entièrement automatiques. Ces machines n'ont aucune flexibilité. Elles conviennent pour les très grandes séries. [11]



Figure I.9 : tour automatique. [13]

I.2.3.9 Les tours automatiques multibroches

Ce type de tour comportera par exemple huit broches. Huit outils soit un par broche travaillent en même temps et effectuent une opération différente. Ce sont les broches qui tournent d'un huitième de tour pour présenter la pièce devant l'outil suivant. Lorsque les broches ont effectuées un tour complet la pièce est terminée. Il est possible de travailler dans la barre. Sur ce type de tour les réglages sont longs et le temps de passage d'une série à l'autre immobilise la machine. Ce tour sera réservé pour les grandes et très grandes séries à des pièces de dimensions réduites à cause de l'espacement entre les broches. [11]



Figure I.10 : tour multibroches. [14]

I.2.3.10 Les tours à commande numérique

Comme en copiage la génératrice de la pièce peut être quelconque mais ici la trajectoire de l'outil est obtenue par le déplacement simultané de deux axes dont les positions successives sont données par un calculateur travaillant à partir d'un programme propre à la pièce. Ces tours sont équipés d'un magasin d'outils et éventuellement d'un système de chargement des pièces. La flexibilité de ces machines est très grande et particulièrement bien adapté pour le travail unitaire ou les petites séries répétitives. [11]



Figure I.11 : tour à commande numérique. [15]

I.2.4 Les différentes opérations de tournage

Les différentes opérations pouvant être exécutées sur le tour sont caractérisées par diverses appellations dont certaines d'entre elles tiennent plus du langage d'atelier que des définitions techniques. Ces définitions familières au tourneur sont les suivantes [1] :

A. Chariotage ou cylindrage

On chariote ou on cylindre quand on produit une surface extérieure de révolution par déplacement d'un outil de forme particulière (à charioter) parallèlement à la ligne des pointes du tour figure I.15. [1]

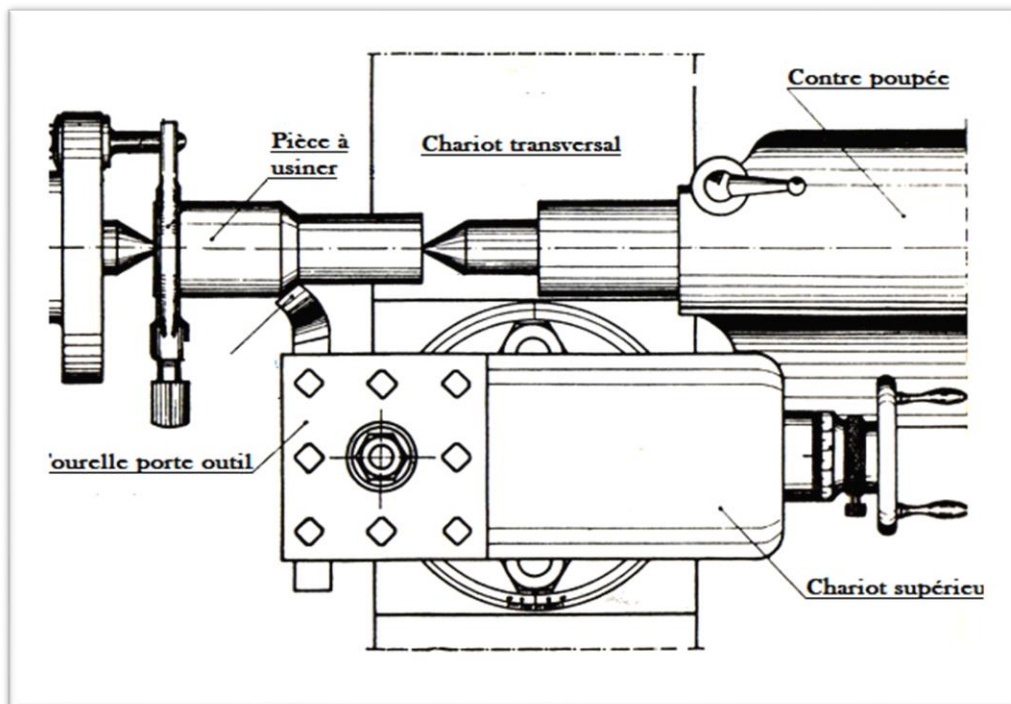


Figure I.12 : Opération de chariotage entre pointes. [1]

B. Surfaçage ou dressage

Surfacer ou dresser une pièce, c'est produire une surface plane par déplacement d'un outil spécial (couteau ou à dresser) perpendiculairement à l'axe du tour. Ces surfaces, formant un angle de 90° avec les génératrices du corps de révolution, déterminent généralement ses extrémités (voir la figure I.16). [1]

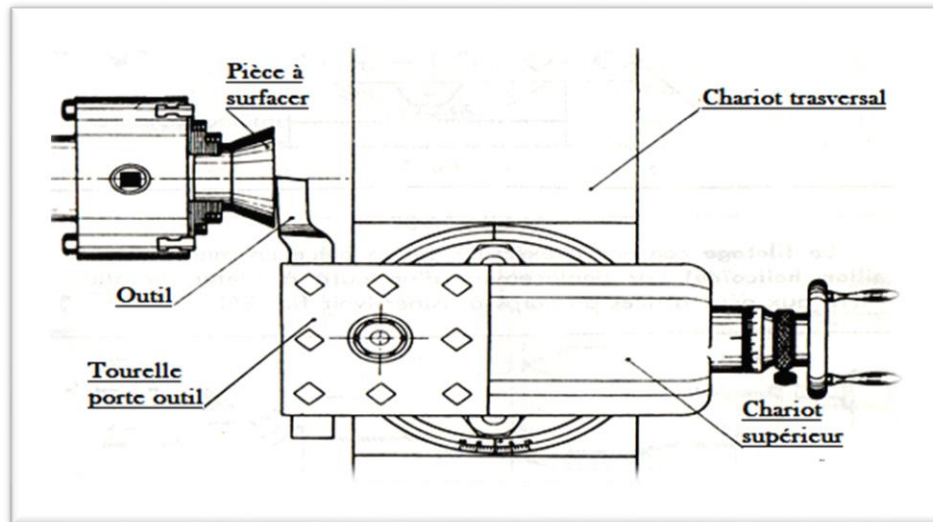


Figure I.13 : Opération de surfacage. [1]

A. Planage

Le planage consiste à parfaire une surface cylindrique ou conique, ayant été probablement ébauchée, à l'aide d'une plane à main ou en faisant usage d'un outil de finition se déplaçant automatiquement le long des génératrices de la pièce. [1]

B. Alésage

On alèse sur un tour lorsqu'on produit une surface intérieure de révolution à l'aide d'une mèche ou d'un outil à aléser (voir la figure I.17). Lorsque le déplacement de cet outil est oblique par rapport à l'axe du tour, il prend le nom d'alésage conique. L'alésage, travail de précision, fait toujours suite à un perçage d'ébauche. [1]

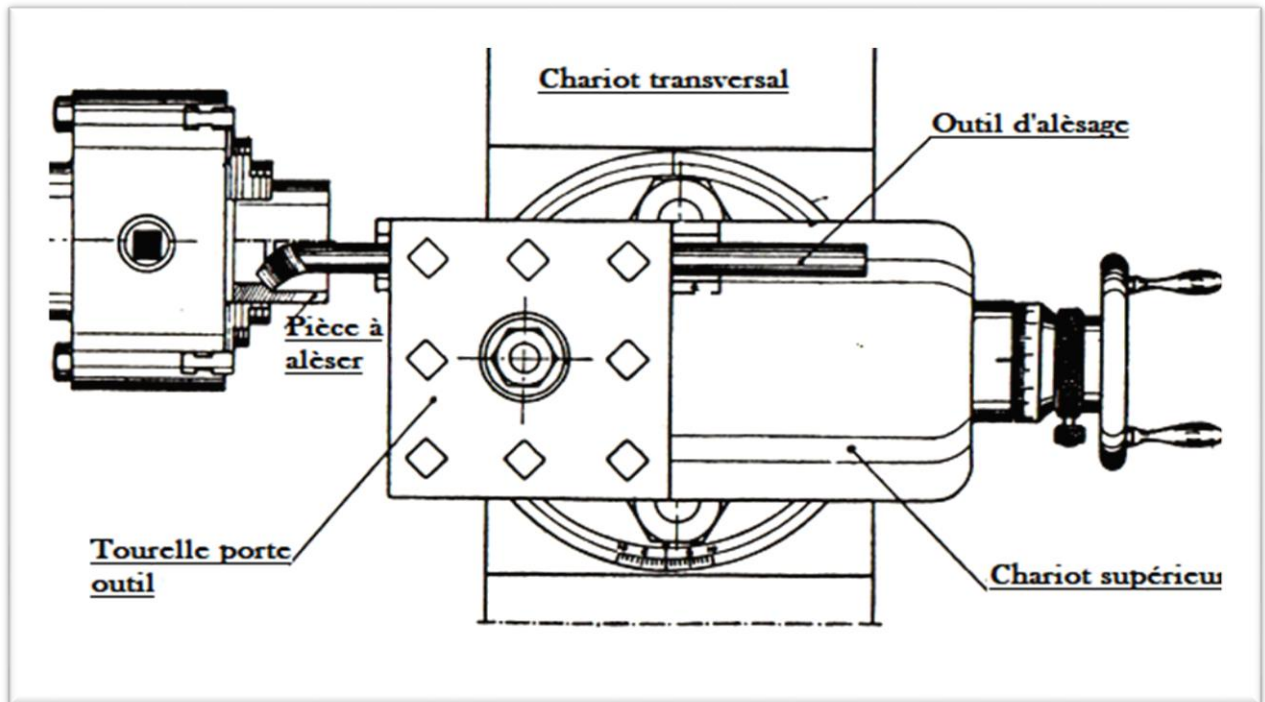


Figure I.14 : Opération d'alésage. [1]

C. Filetage

Le filetage consiste à exécuter sur la pièce en mouvement un sillon hélicoïdal par déplacement d'un outil à fileter, parallèlement aux génératrices du corps à usiner figure I.18 [1]

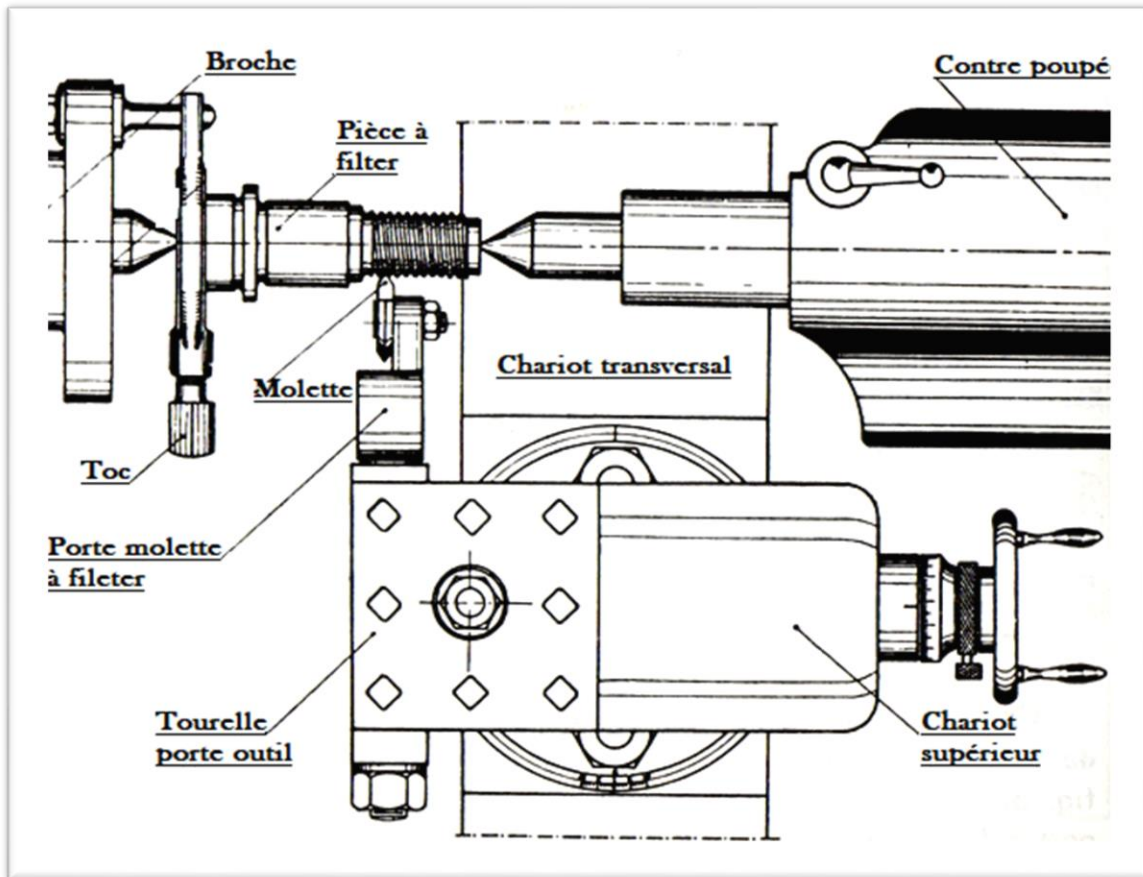


Figure I.15 : Opération de filetage. [1]

D. Perçage

Le perçage sur le tour est obtenu de deux façons différentes :

- Par pénétration, dans une pièce en rotation, d'un foret mu seulement en translation (voir la figure).
- Par pénétration du foret animé d'un mouvement de rotation dans une pièce se déplaçant seulement en translation. [1]

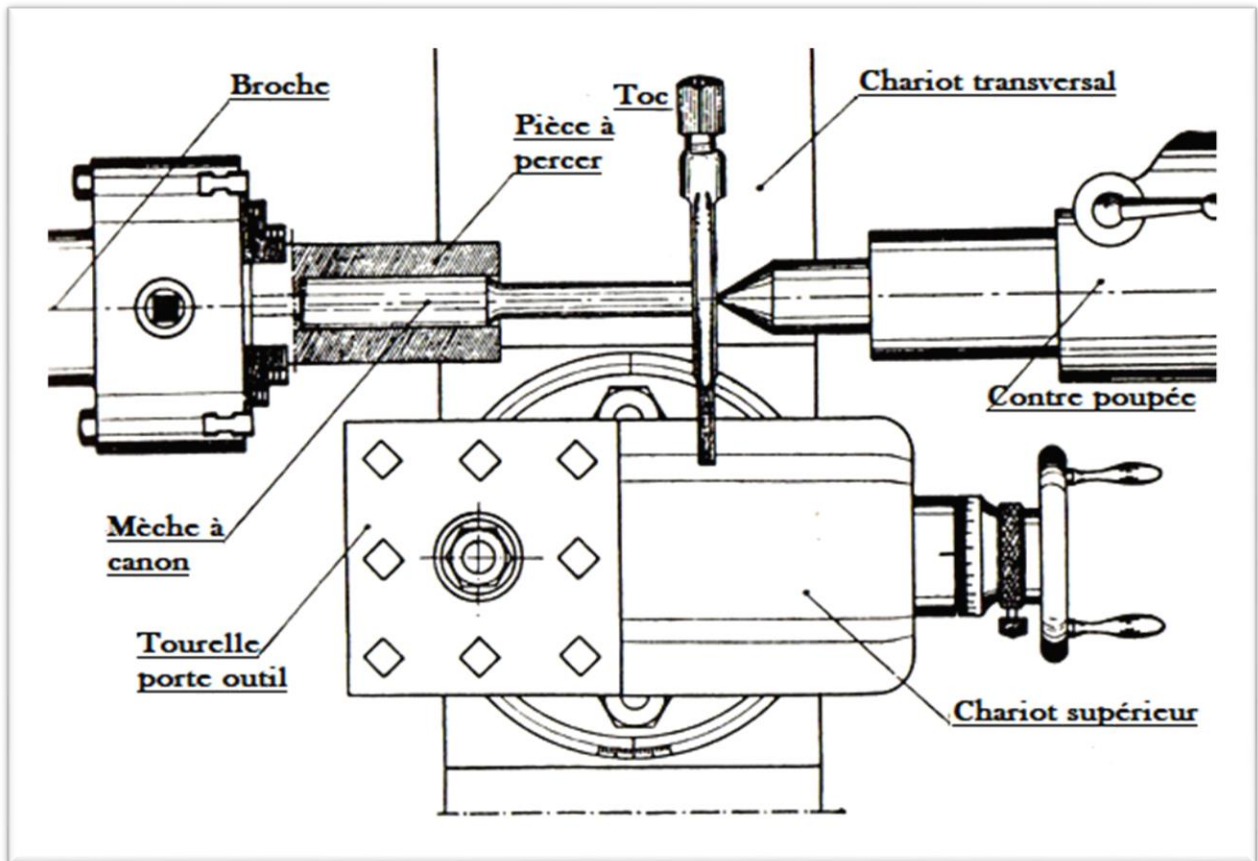


Figure I.16 : Opération de perçage. [1]

E. Saignage et Tronçonnage

Le saignage consiste à pratiquer, sur la pièce en rotation, des gorges appelées saignées ; celles-ci sont exécutées à l'aide d'un outil à saigner, dont la forme est identique à celle de l'outil à tronçonner.

Le tronçonnage consiste à séparer en deux ou plusieurs parties une pièce de révolution, par pénétration jusqu'au centre de celle-ci d'un outil de forme appropriée, généralement étroit, perpendiculairement à l'axe du tour figure I.20 [1]

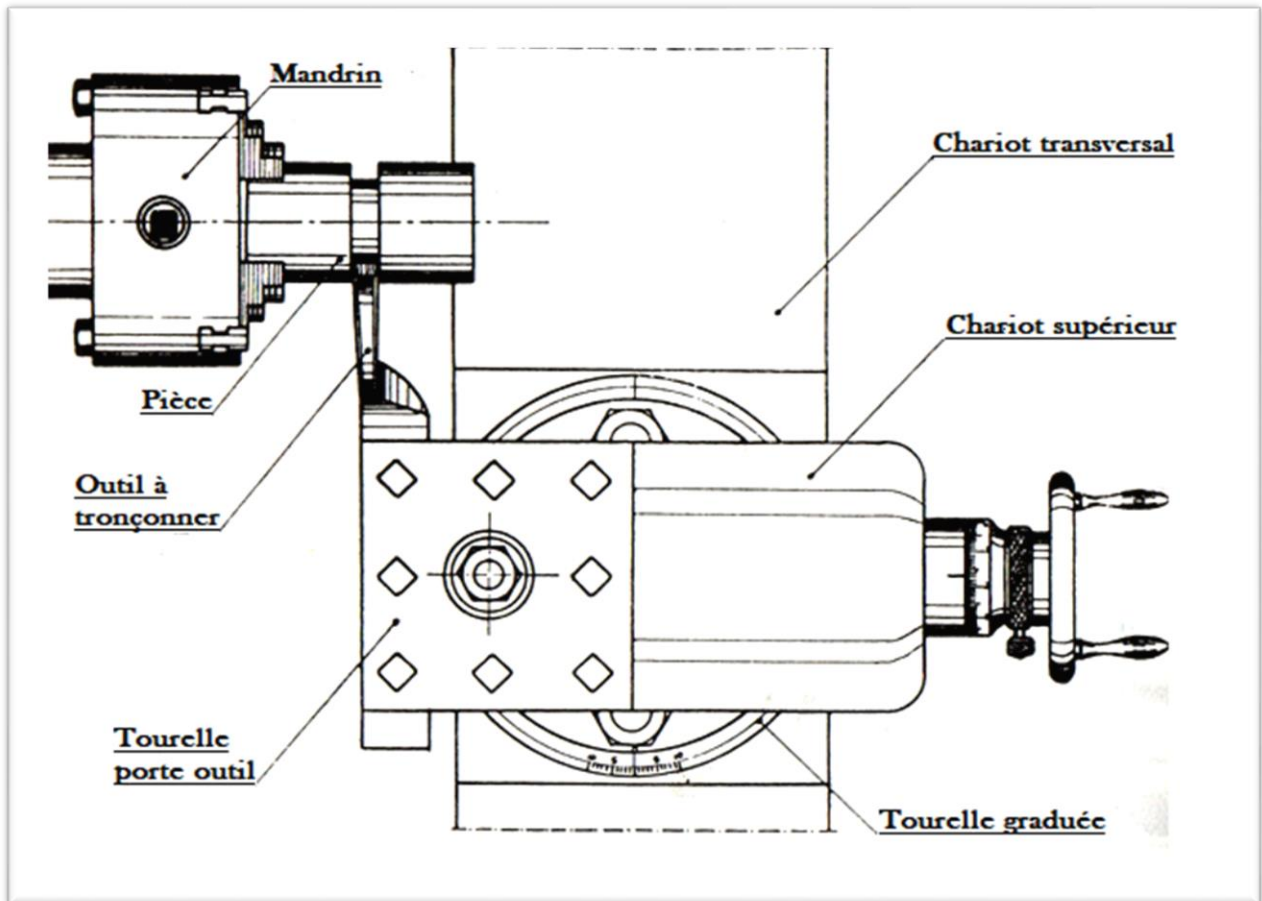


Figure I.17 : Opération de tronçonnage. [1]

I.2.5 Les conditions de coupe en tournage

I.2.5.1 La vitesse de coupe

La pièce est entraînée sur le tour à une certaine vitesse rad /s N(soitN tr/min), cette vitesse angulaire étant communiquée par la broche de la machine via le porte-pièce. Compte tenu du diamètre de la pièce au point d'usinage situé sur un diamètre D la vitesse relative de la pièce en ce point par rapport à l'outil supposé fixe par rapport à la machine vaut [4]

$$V_c = \frac{\pi \cdot D \cdot N}{1000}$$

(I.1)

V_c : Vitesse de coupe (m/min);

D: Diamètre de la pièce (mm);

N: La fréquence de rotation (tr/min).

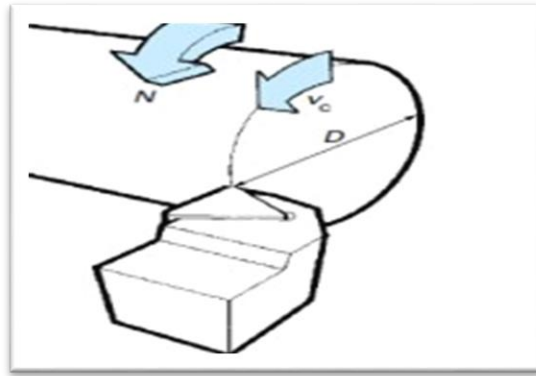


Figure I.18: Vitesse de coupe [16]

I.2.5.2 Vitesse d'avance V_f , Avance par tour f

La vitesse d'avance V_f (mm/ min) est la vitesse à laquelle la machine déplace l'outil par rapport au bâti.

L'avance par tour f (mm/ tr) est la valeur du déplacement de l'outil, lorsque la pièce a effectué une révolution. C'est une donnée clé pour la qualité de la surface usinée. L'avance influe non seulement sur l'épaisseur des copeaux, mais également sur la manière dont ils se brisent. [16]

$$V_f = f \cdot N \quad (I.2)$$

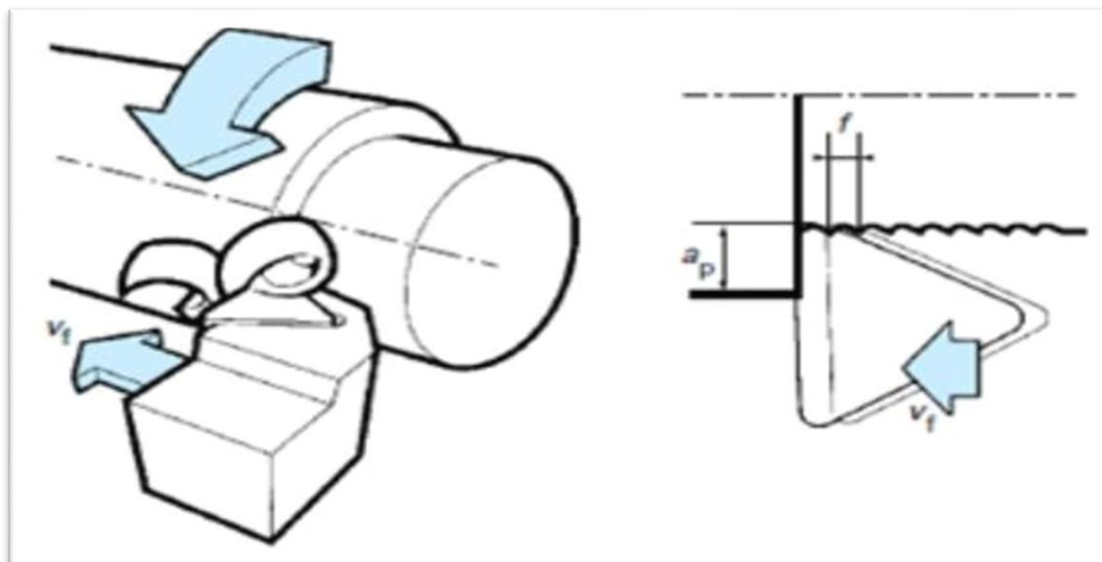


Figure I.19: Lavitesse de coupe et l'avance en chariotage. [16]

I.2.5.3 Profondeur de passe “a”

La profondeur de passe notée a en (mm), correspond à la longueur de l'arête de coupe engagée dans la matière, dans le cas de la coupe orthogonale, et à la différence entre le rayon de la pièce avant et après usinage, dans le cas du tournage. La profondeur de coupe est toujours mesurée perpendiculairement à la direction de l'avance et non pas suivant l'arête de l'outil.[4][18]

I.3 Présentation du tour étudié

Nous avons réalisé notre étude au niveau du hall de technologie de l'université Abderrahmane MIRA de BEJAIA sur un tour parallèle du constructeur TOS TRENCIN modèle SN 40 C.

I.3.1 description du tour parallèle

L'appellation de tour parallèle provient de la particularité suivante : l'automatisme du chariot longitudinal ou trainard permet l'exécution de pièces à génératrice parallèle, soit en l'air soit entre pointe, dans ce dernier cas, après réglage préalable de la contre-poupée. En effet le glissement du trainard sur le banc s'opère toujours parallèlement à l'axe des pointes. Cette particularité est mise à profit par le tourneur professionnel chaque fois qu'il lui demande de produire des formes cylindriques parfaitement calibrées. [1]

Le tour parallèle à charioter et à fileter travaille la pièce dans sa position horizontale ; il est le plus utilisé, grâce à l'universalité de ses mouvements. Le tour parallèle est constitué des organes fondamentaux suivants [1] :

A. Le bâti : comprenant le banc supporté soit par des pieds, soit par un caisson ajouté, est en fonte mécanique.

B. La poupée fixe : est l'organe principal du tour parallèle, puisqu'elle est chargée de supporter la pièce et de lui transmettre son mouvement de rotation.

C. La contre-poupée : appelée également contre-pointe ou poupée mobile ; est destinée à supporter une des extrémités de pièces relativement longues ne pouvant être usinées en l'air.

D. Le trainard et les chariots

- **Le trainard :** est une sorte d'équerre en fonte dont l'aile horizontale s'appelle le tablier (elle se présente sous forme de C ou de H et elle sert de guidage au chariot transversal) et l'aile verticale la cuirasse (elle est destiné a recevoir le dispositif d'entraînement manuel ou automatique des chariots transversal et longitudinal).

-Les chariots : ils sont au nombre de deux : le chariot transversal et le chariot porte-outil. Le chariot transversal, coulissant sur la partie supérieure du trainard ; est commandé par vis et écrou. Son mouvement de translation peut-être donné manuellement ou automatiquement. La vis de manœuvre est munie d'un volant avec tambour gradué.

Le chariot transversal sert de support à un deuxième chariot appelé chariot porte-outil qui est orientable sur une embase gradué en degrés ; il permet l'exécution de formes diverses et de cônes de faible longueur.

E. La boîte des pas, et avances : elle commande soit la vis-mère, soit la barre de chariotage ou tringle. [1]

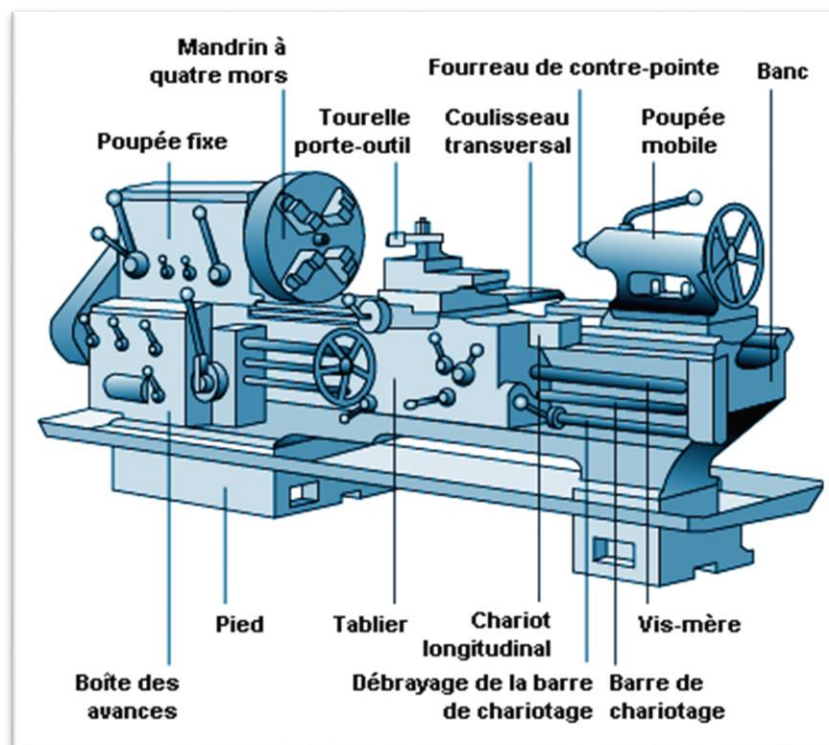


Figure I.20 : Les organes fondamentaux d'un tour parallèle. [19]

I.3.2 la fiche technique du tour parallèle TOS sn40c

Les tours de la série SN sont destinés, en premier lieu à la fabrication en petites séries ou à la fabrication par pièces séparées, et aux ateliers de réparation.

Leur réalisation est en conformité avec les exigences les plus modernes de la technique nouvelle. Les vastes limites de travail de la machine, et le fait qu'il est possible de la doter de riches accessoires, ont pour résultat que la machine se prête à un emploi universel. Elle permet presque toutes les sortes d'usinage, y compris le tournage, l'alésage, le tournage

conique, le fraisage des rainures et les taillages des engrenages, la rectification frontale, extérieure et intérieure, etc. [20]

A. Données d'orientation sur la machine

- Type de machine : **Tour parallèle universel.**
- Constructeur : **TST groupe d'entreprises, TOS Trenčín.**
- Modèle : **SN 40 C.**
- Numéro de fabrication : **440150880733.**
- longueur de tournage : **1500 mm.**
- Longueur totale de la machine : **3075 mm.**
- Largeur totale : **1100 mm.**
- Hauteur totale: **1435 mm.**
- Poids de la machine avec les accessoires normaux : **1720 Kg.**
- Puissance de travail du moteur électrique : **6,6Kw [20]**

B. Données techniques sur la machine

- Diamètre admis au – dessus du banc: **400 mm.**
- Diamètre admis au- dessus du chariot: **220 mm.**
- Diamètre maximum à charioter dans le rompu: **600 mm.**
- Largeur du rompu en amont du plateau de serrage: **230 mm.**
- Hauteur des pointes: **200 mm.**
- Distance entre pointes: **1560 mm.**
- Couple de torsion permis: **1200 N.m.**
- Vitesse de rotation limite du couple de torsion: **45 tr.min⁻¹**
- Poids maximal entre pointes à une vitesse de rotation de 45 tr. min⁻¹: **200 Kg.**
- Poids maximal entre pointes à une vitesse de rotation de 45 tr.min⁻¹: **200 Kg [20]**

I.3.3. Les différents mouvements obtenus sur un tour parallèle

Deux mouvements fondamentaux sont toujours produits sur un tour parallèle. Ce sont, d'une part la rotation de la pièce, et d'autre part, la translation de l'outil.

- a) La rotation de la pièce autour de son axe est produite sur la poupée fixe suivant des vitesses différentes correspondant aux vitesses de coupe exigées soit par le genre d'opération de tournage, soit par la nature du métal à ouvrager.
- b) Translation de l'outil par rapport à cet axe est permise par les différents chariots et peut prendre les directions suivantes :
 - Direction parallèle à l'axe des pointes pour un tournage ou un filetage cylindrique.
 - Direction perpendiculaire à l'axe des pointes pour un dressage, un tronçonnage ou un filetage transversal.
 - Direction oblique à l'axe des pointes pour un tournage ou un filetage conique.
 - Direction quelconque résultant de la combinaison des deux premières directions pour un tournage par production [1].

II. 1 Introduction

Comme c'est le cas de toutes les machines-outils le tour est alimenté en puissance par un moteur électrique qui convertit de l'énergie électrique en énergie mécanique, et par l'intermédiaire d'un système de transmission cette énergie mécanique est transmise vers les différents organes qui sont en mouvement avec de différentes intensités pour répondre aux exigences de l'opérateur.

II.2 Notions sur la puissance en mécanique

II.2.1 Que ce que c'est une puissance

La puissance définit la quantité de travail effectué par unité de temps (par seconde) ou autrement dit le débit d'énergie [20]

$$1 \text{ watt} = \frac{1\text{joule}}{1\text{seconde}} = [\text{J} \cdot \text{s}^{-1}] \quad \text{II.1}$$

II.2.2.Puissance développée par une force

La puissance instantanée P développée par une force \vec{F} dont le point d'application A se déplace à la vitesse \vec{V} sur sa trajectoire T_A égale au produit scalaire de \vec{F} par \vec{V} [20].

$$P = \vec{F} \cdot \vec{V} = F \times V \times \cos \alpha \quad \text{II.2}$$

$$P = [\text{Watt}]$$

$$F = [\text{N}]$$

$$V = [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

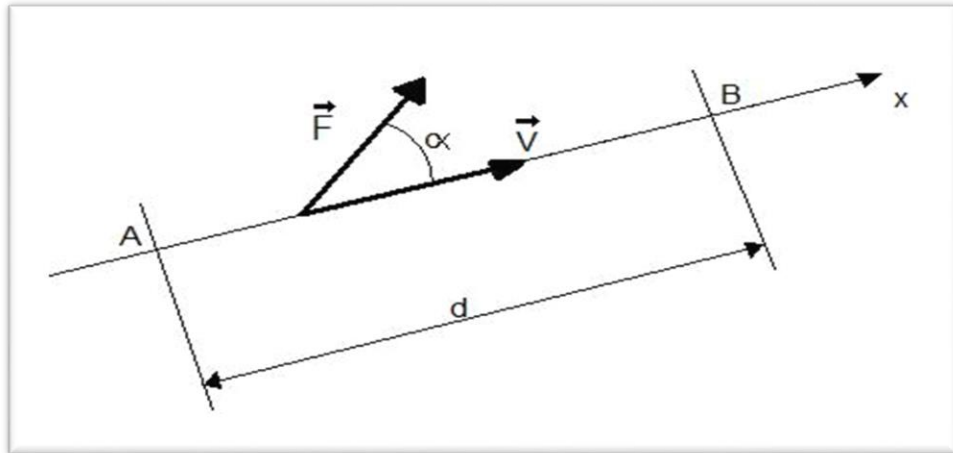


Figure II.1 Mouvement de translation [20].

II.2.3. Puissance développée par un couple de force

La puissance développée par un couple C se déplaçant à la vitesse angulaire ω est égale au produit de C par ω .

$$P = c \times \omega \quad \text{II.3}$$

P : Puissance [W]

C : Couple [Nm]

ω : Vitesse de rotation [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$].

La fréquence de rotation N est souvent exprimée en tour par minute. Il faut la convertir en radian par seconde pour la rendre exploitable dans les calculs grâce à la relation suivante [20] :

$$\omega = \frac{2\pi}{60} \times N \quad \text{II.4}$$

II.2.4. La puissance en usinage (tournage)

L'étude et l'évaluation des forces de coupe présente un intérêt en usinage, principalement :

- Pour dimensionner les outils et les éléments de machine outils.
- Pour maîtriser l'apparition des vibrations (broutage).
- Pour évaluer la puissance de coupe et permettre ainsi le choix rationnel d'une machine outil.

Cette puissance de coupe absorbée par la broche, se détermine à l'aide d'une formule qui tient compte :

- Des paramètres de coupe en fonction de la matière à usiner.
- Des forces de coupe de l'outil sur la pièce au travers d'une variable K_c appelée "Pression spécifique de coupe" [21].

$$K_c = F_c/A_D \quad \text{II.5}$$

K_c : Pression spécifique de coupe [N/mm^2].

F_c : Force de coupe [N].

A_D : Section du copeau [mm^2].

Remarque : K_c représente donc une force de coupe par unité de surface.

La formule générale de la puissance de coupe P_c peut s'écrire :

$$P_c = \frac{A_D \times K_c \times V_c}{60.10^3} \quad \text{II.6}$$

P_c : Puissance de coupe [Kw].

K_c : Pression spécifique de coupe en [mm^2].

A_D : Section du copeau [mm^2].

V_c : Vitesse de coupe [m/min].

Dans le cas du tournage la formule de la puissance de coupe peut s'écrire [21]:

$$P_c = \frac{f \times a \times K_c \times V_c}{60.10^3} \quad \text{II.7}$$

Avec $A_D = f \times a$

Avec : a : la profondeur de la passe en [mm].

f : l'avance en [mm/tr].

II.3 La transmission de puissance

II.3.1 Définition

La transmission de puissance est une opération par laquelle un mouvement est transmis d'un élément moteur à un élément récepteur par l'intermédiaire d'un ensemble d'organes et dispositifs entre ces deux éléments. [21]

II.3.2 Le rapport de transmission

Le rapport de transmission est défini comme étant le quotient de la vitesse angulaire de l'arbre d'entrée ω_1 par celle de l'arbre de sortie ω_2 du système transmetteur de puissance.

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad \text{II.8}$$

Le rapport de transmission est positif lorsque les vitesses angulaires sont de même sens et négatif lorsqu'elles sont de sens inverse. Très souvent, on utilise l'inverse du rapport de transmission pour déterminer les lois d'entrée-sortie dans un système de transmission de puissance. En effet, on connaît très souvent la vitesse de rotation à l'entrée et on recherche celle de sortie.

$$r = \frac{1}{i} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\omega_s}{\omega_e} \quad \text{II.9}$$

Lorsque l'on a $|r| = \left| \frac{\omega_2}{\omega_1} \right| < 1$, alors nous parlons de système réducteur et de rapport de réduction.

Lorsque l'on a $|r| = \left| \frac{\omega_2}{\omega_1} \right| > 1$, on parle de système multiplicateur et de rapport de multiplication. [22]

II.3.3. Le rendement d'un réducteur

Si le rendement du réducteur ou du multiplicateur est idéal, on a la relation de conservation de la puissance mécanique entre l'entrée et la sortie du système de transmission de puissance :

$$P = c_1 \cdot \omega_1 = c_2 \cdot \omega_2 \quad \text{II.10}$$

On en déduit alors :

$$\frac{c_2}{c_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

Dans le cas d'un réducteur de fréquence de rotation, il y a multiplication du couple. Dans le cas d'un multiplicateur de fréquence de rotation, il y a réduction du couple [22].

Si l'on prend en compte le rendement η de la transmission, nous avons :

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{c_2 \cdot \omega_2}{c_1 \cdot \omega_1} = \frac{c_2}{c_1} r \quad \text{II.11}$$

II.3.4. Nécessité de l'utilisation des transmissions

La présence d'une transmission est imposée par de nombreux facteurs. Ces facteurs sont discutés en continuation, pour le cas le plus représentatif en technique, quand les deux systèmes techniques liés sont une machine motrice et une machine de travail.

Il est fréquent que les vitesses nécessaires au fonctionnement des organes d'exécution des machines soient différentes de celles de moteurs normalisés. Souvent, la vitesse de l'organe d'exécution doit être modifiée (réglée) et même inversée; la réalisation directe de cette opération par le moteur est peu économique ou même impossible. Il y a des périodes dans les fonctionnements d'une machine lorsque sa commande impose des moments de torsion supérieurs à celui (ou ceux) fourni (fournies) par l'arbre du moteur. Il arrive qu'un seul moteur doive entraîner plusieurs mécanismes animés de vitesses différentes. Les moteurs normalisés courants sont animés d'un mouvement de rotation uniforme; or, il arrive souvent que les mouvements des organes d'exécution des machines doivent être rectiligne et s'effectuer à des vitesses variables ou même arrêts périodiques. Parfois pour des raisons sécurité, de commodité d'entretien ou d'encombrement imposés par la machine il serait impossible de réaliser une liaison directe de l'arbre d'un moteur à l'organe d'exécution. La réalisation directement par moteur des demandes différentes de mouvement de la machine de travail n'est pas économique et même impossible.

Il en résulte l'impossibilité que les moteurs assurent les paramètres fonctionnels quantitatifs (moment, tours) constants ou variables ou même de sens inverse. Il en résulte aussi la nécessité d'utiliser des transmissions pour ces buts [22].

II.3.5. Classification des différents types de transmission

En technique, les transmissions les plus utilisées sont celles mécaniques, qui emploient des corps solides. Mais la construction mécanique utilise encore des transmissions électriques, hydrauliques, pneumatiques.

La figure II.2 représente une classification des différents types de transmission, cette classification a été élaboré selon : la nature des corps composants, le mode de transmission de mouvement, la position relative des arbres et selon la constance du rapport de transmission [22].

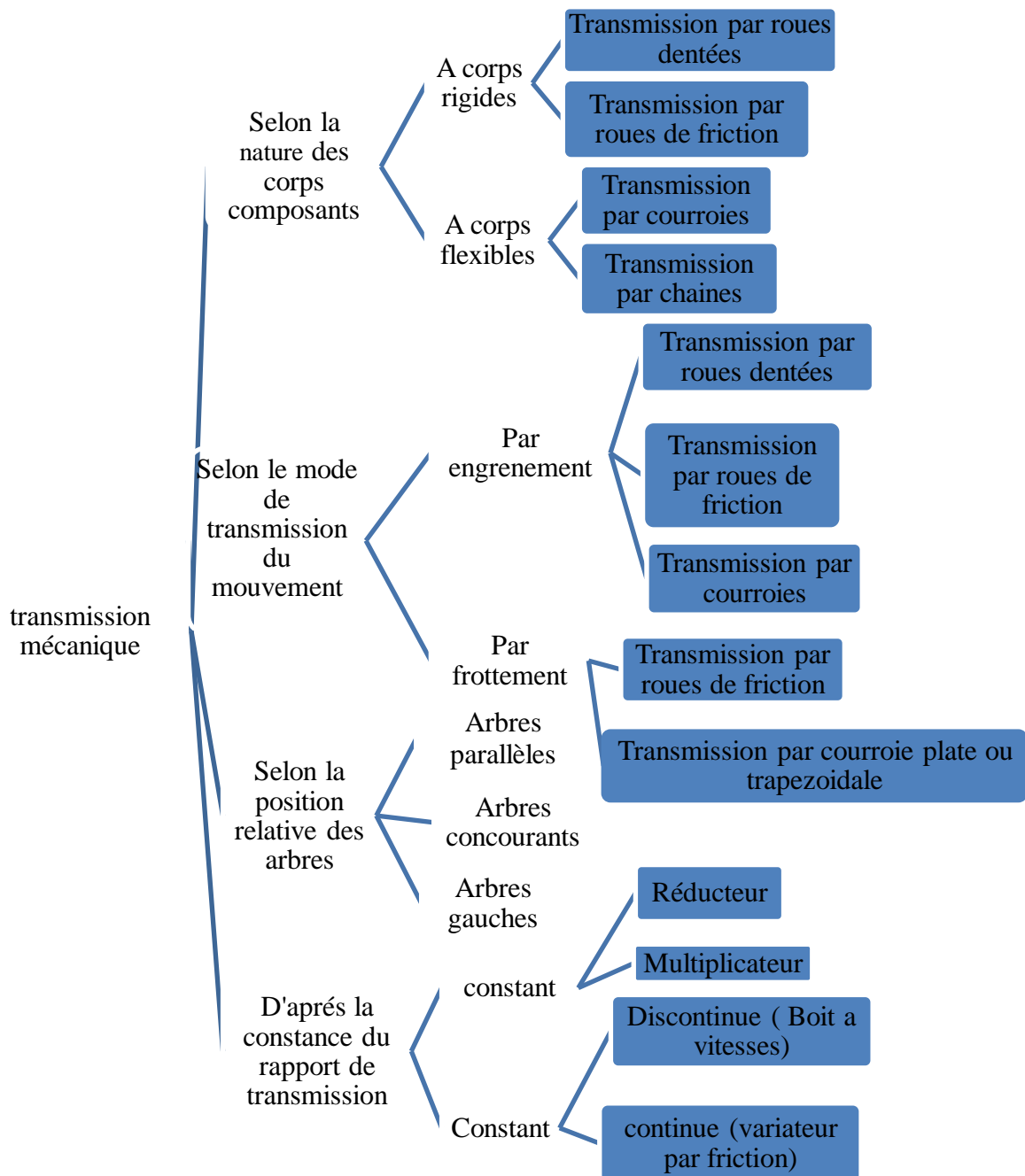


Figure II.2 : Classification des transmissions mécaniques [22].

II.4 Description du système de transmission du tour étudié

Comme nous l’avons vu dans le chapitre précédent, notre étude a été réalisée sur un tour parallèle classique du constructeur TOS modèle SN 40 C.

Le mouvement de rotation est transmis à partir de la poulie à courroie du moteur électrique à la poulie à courroie de la boîte de vitesse par l'intermédiaire des courroies trapézoïdales. La disposition respective des roues dentées dans la boîte de vitesse assure l'entraînement de la broche, de la boîte de filetage et du tablier.

II.5 Les types de transmission utilisée et leurs éléments

II.5.1 transmission par courroie trapézoïdale

Les courroies trapézoïdales sont plus utilisées dans l'industrie, car elles sont très résistantes à la traction et peuvent fonctionner dans des conditions d'utilisation difficiles avec une grande fiabilité et elles transmettent une puissance plus élevée que les courroies plates, cela est dû à la forme en (v) de la courroie qui augmente la pression de contact avec la poulie. Le montage nécessite un bon alignement des poulies et un réglage de l'entraxe pour le montage et le démontage elles sont caractérisées par :

- Une grande résistance à la traction due à leur mode de construction.
- Une résistance au fluage élastique due aux propriétés des fibres de renfort.
- Un rendement élevé (pouvant atteindre 95%).
- Une durée de vie raisonnable (bonne résistance à la fatigue et à l'usure) [23].

II.5.1.1 Nomenclature et géométrie des courroies

La figure II.3 illustre un système de transmission par courroie, composé d'une poulie entraînante (1) et d'une poulie entraînée (2) reliées par une courroie.

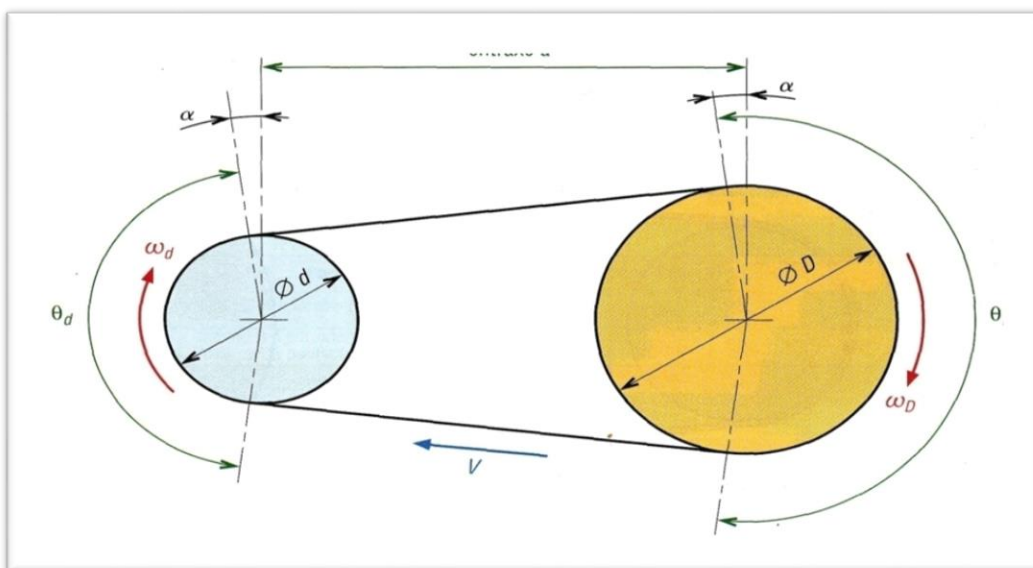


Figure II.3 : schéma d'une transmission poulie courroie [23].

- d : Diamètre de la petite poulie, (mm).
- D : Diamètre de la grande poulie, (mm).
- c : Entraxe (distance entre les axes de rotation des poulies), (mm).
- ω_1 et ω_2 : Vitesse angulaire des poulies, (rad/s).
- θ_1 et θ_2 : Angles de contact entre la courroie et les poulies, degrés($^\circ$).
- V : Vitesse de la courroie (m/s).

II.5.1.2. Conception d'une transmission par courroie

Dans la majorité des cas de conception d'une transmission par courroie, il faut se référer aux données des catalogues et aux recommandations des fabricants. Pour la conception d'une transmission par courroie il faut connaître les données suivantes [23] :

- La puissance à transmettre.
- La vitesse de la machine entraînée.
- L'entraxe ou les limites imposées par l'espace disponible (ce qui peut affecter le choix des dimensions des poulies).
- Les conditions d'utilisation.

Les étapes de conception et de vérification d'une transmission par courroie trapézoïdale sont les suivantes :

- Détermination de section de la courroie.
- Détermination des diamètres des poulies.
- Détermination initiale de l'entraxe.
- Calcul de la longueur de la courroie.
- Calcul et normalisation de la longueur des courroies.
- Calcul de la puissance brute
- Calcul de la puissance nette transmise par la courroie.
- Calcul de la puissance effective.
- Calcul du nombre des courroies.
- Calcul de l'entraxe final.
- Calcul de la fréquence de passage.

II.5.2 Transmission par Engrenages cylindriques à denture droite

Il s'agit d'engrenages simples de conception très répandus, où les axoïdes sont des cylindres portant des dents parallèles à leur axe de rotation [24].

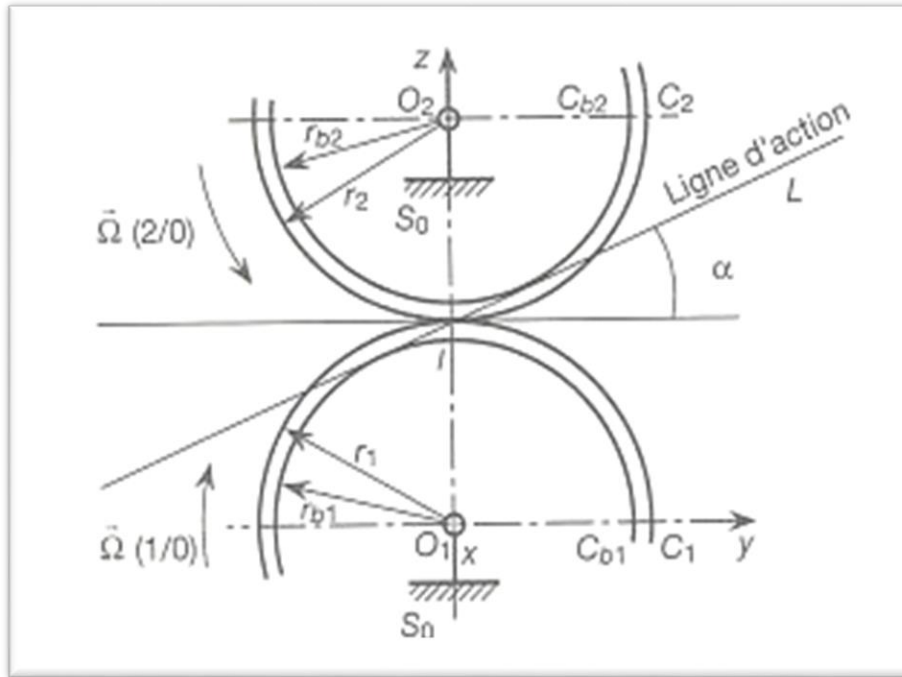


Figure II.4 : Schéma d'un engrenage cylindrique à denture droite [24].

- Les cercles primitifs C_1 et C_2 sont respectivement la base et la roulante du mouvement relatif de S_1/S_2 .
- Les profils conjugués sont des développantes des cercles de base C_{b1} et C_{b2} , intérieurs aux cercles primitifs C_1 et C_2 .
- Le contact entre profils est conjugués est assuré sans glissement précisément au centre instantané de rotation I , point de tangence entre C_1 et C_2 .
- En dehors de ce point I , la transmission est assurée avec glissement relatif des deux profils conjugués.
- Le lieu des points de contact entre les profils conjugués est la ligne d'action L , le plus souvent inclinée d'un angle de pression $\alpha = 20^\circ$.
- La transmission est homocinéétique malgré le glissement relatif des deux.

II .5.2.1 Définition de denture

A. Le pas

Le pas P est la longueur de l'arc mesuré entre deux points analogues de deux dents consécutives, sur le cercle primitif (C_1 ou C_2). Il va de soi que l'égalité des pas est une condition d'engrènement de la roue dentée S_1 sur la roue dentée S_2 [24].

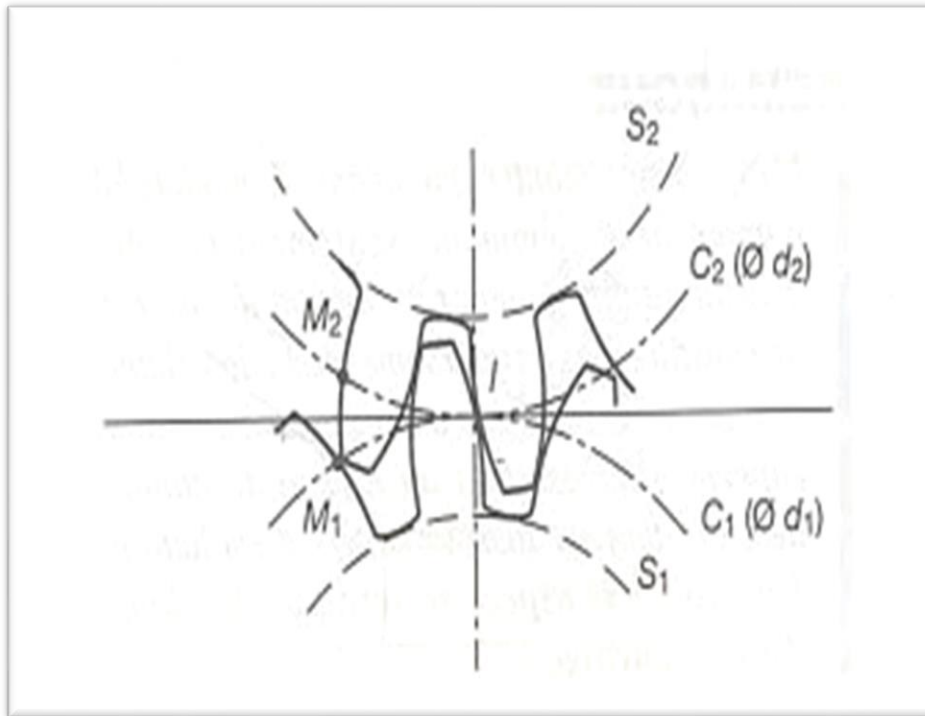


Figure II.5 : Définition du pas d'une denture [24].

B. Le module

Le module M est le rapport $\frac{d_1}{z_1} = \frac{d_2}{z_2}$ ce rapport, commun aux deux roues dentées S_1 et S_2 , est une constante normalisée. Une denture se définit complètement à partir de ce module M dont la valeur approximative résulte d'un calcul de résistance des matériaux. En première approximation, la dent est assimilée à une poutre encastree, fléchiée par un effort que l'on posera situé à son sommet, afin de se placer dans le cas le plus défavorable [24].

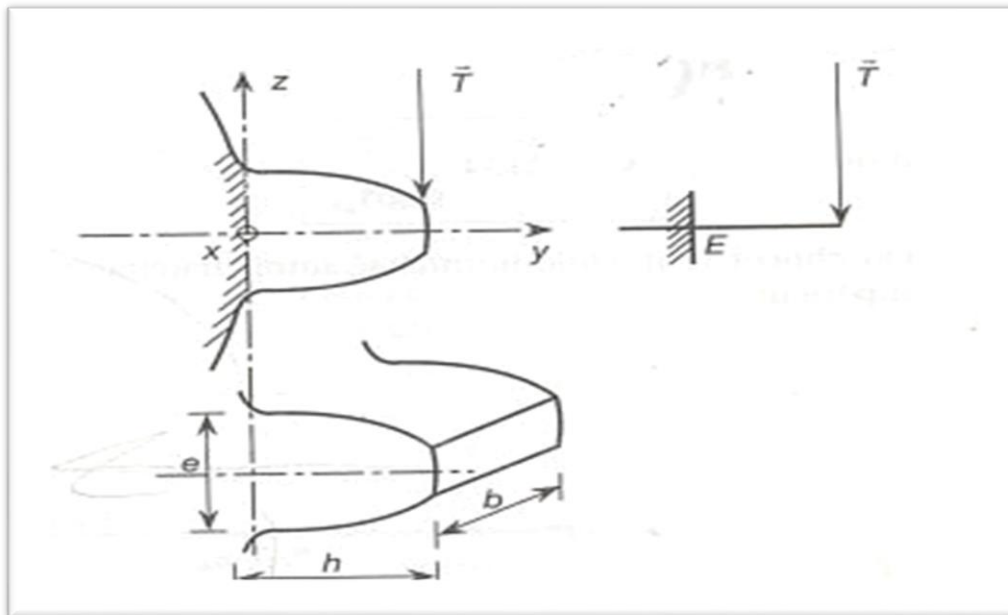


Figure II.6 : Denture [24].

C. Epaisseur de la dent

Soit la développante de cercle formée par l'ensemble des points A quand la droite D roule sans glisser sur le cercle de base C_b . Soit M_0 le point de rebroussement et A un point quelconque du profil situé sur un cercle de rayon r_A [24].

D. Relations permettant de dimensionner les roues dentées droites

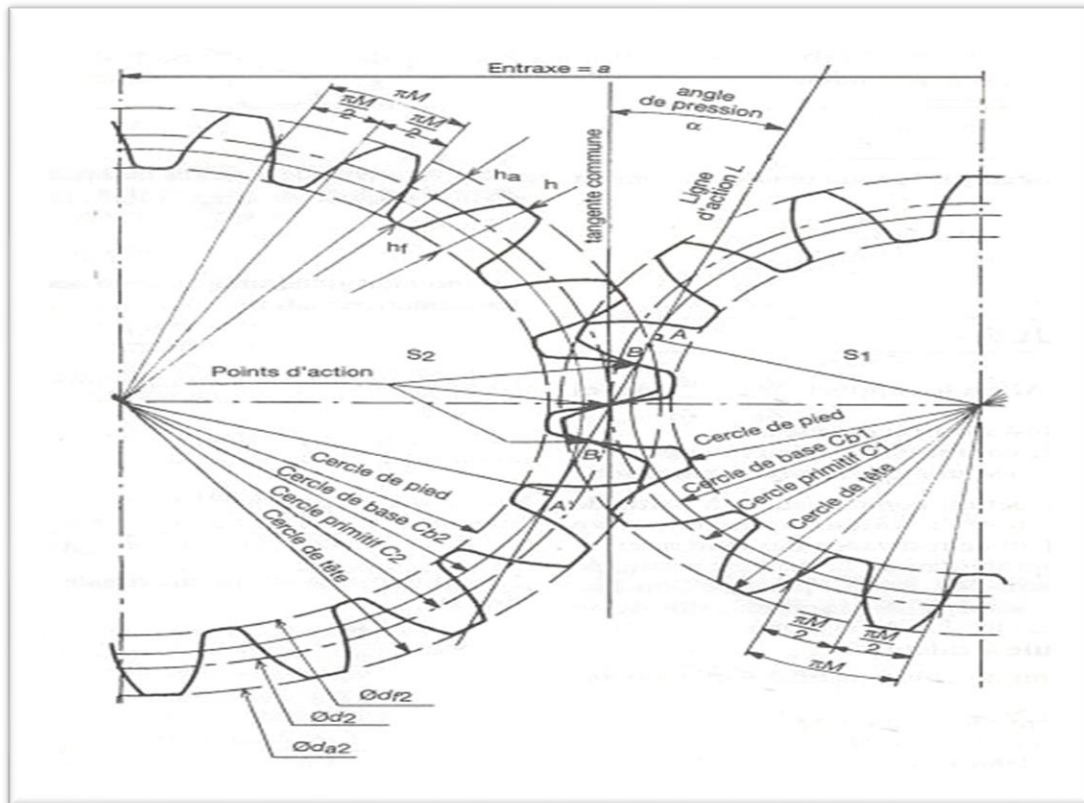


Figure II.7 : Caractéristiques d'un engrenage à denture droite [24].

Les modules normalisés sont choisis dans la série de Renard, tableau II.1

Série 1	0,5 0,6 0,8 1 1,25 1,5 2 2,5 3 4 5 6 8 10 12 16 20 25 32 40 50
Série 2	0,55 0,7 0,9 1,125 1,375 1,75 2,25 2,75 3,50 4,50 5,50 7 9 11 14 18 22 28 36 45
Série 3	0,75 3,25 3,75 6,50

Tableau II.1 : Les modules normalisés (série de Renard) [24].

Remarque : On utilise en priorité la série 1. Il faut éviter l'emploi de la série 3.

		Désignations	Relations
Cercles	Primitif	C	
	De base	C_b	
	De tête	C_a	
	De pied	C_f	
Diamètres	primitif	d	$d = M \cdot z$
	de tête	d_a	$d_a = d + 2M \cdot z$
	de pied	d_f	$d_f = d - 2,5M \cdot z$
Dent	Hauteur	h	$h = 2,25M$
	Creux	h_f	$h_f = 1,25M$
	Saillie	h_a	$h_a = M$
	Largeur	b	$b = kM$
	Pas au primitif	P	$P = \pi M$
	Intervalle	i	$i = \frac{\pi M}{2}$
	Epaisseur	e	$e = \frac{\pi M}{2}$
Module		M	$M \geq 2,34 \sqrt{\frac{T}{k\sigma_{pe}}}$
Nombre de dents		Z	Nombre entier
Rapport de transmission		k_{12}	$k_{12} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{Z_1}{Z_2}$
entraxe		a	$a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2)$ $a = \frac{1}{2}(Z_1 + Z_2)$
Ligne d'action		L	En général $\alpha = 20^\circ$
Angle de pression		α	

Tableau II.2 : Relations de calcul [24].

Remarquons que l'entraxe a ne peut être quelconque. En effet, c'est le produit d'un nombre normalisé (le module M) par un nombre entier ($Z_1 + Z_2$). Par conséquent, dans un couple d'engrenages à denture droite, la position relative des paliers guidant les arbres ne peut être imposée a priori.

Le tableau suivant donne des indications concernant la valeur de k dans la relation $b = k.M$ exprimant la largeur de la dent.

En général, la roue dentée liée au moteur porte le nom de pignon.

k	Qualité de la surface	Fréquences angulaire ω	Effort tangentiel T
De 4 à 6	non taillée	Faible	Faible
De 8 à 10	taillée non rectifiée	Moyenne	Moyen
De 10 à 16	taillée, rectifiée	Grande	grande

Tableau II.3 : Des indications concernant la valeur de k [24].

II.5.3 Les roulements

L'étude des arbres a montré que des forces de réaction axiales ou radiales doivent être reprises pour garder l'arbre en équilibre. Les roulements et les paliers lisses sont conçus pour remplir ce rôle. Les paliers lisses sont généralement utilisés lorsque des réactions sont très grandes et que les vitesses sont élevées. Dans les autres situations ou modes de chargement, les roulements sont très utilisés [25].

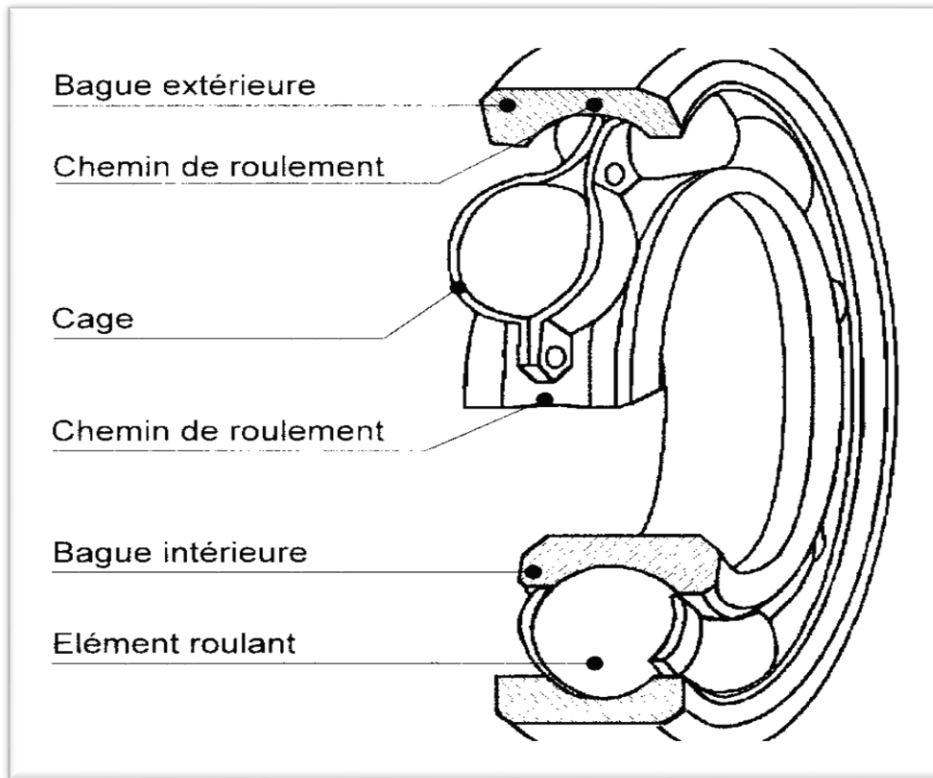


Figure II.8 : Roulement à une rangée de billes [2].

II.5.3.1 Types de roulements

A cause des différents modes de chargement possibles, les roulements sont construits pour subir :

- Soit une charge radiale seulement.
- Soit une charge axiale seulement.
- Soit une charge combinée, c'est-à-dire une charge radiale et une charge axiale.

Pour ce qui est des charges radiales faible ou moyennes. On emploie dans la plupart des cas des roulements à billes. Lorsque les chargements sont élevés et que le diamètre on est très souvent obligé d'utiliser des roulements à rouleaux.

Les principaux types de roulements sont :

- Roulements rigides à billes.
- Roulements à billes à contact oblique.
- Roulements à deux rangées de billes montées en 'o'.
- Roulements à rouleaux.
- Roulements à rouleaux coniques.
- Roulements à aiguilles [25].

II.5.3.2 Facteurs affectant le choix d'un roulement

- Charge et direction de la charge.
- Vitesse de rotation.
- Température de fonctionnement.
- Frottement.
- Frottement du roulement.
- Frottement de glissement.
- Frottement du au lubrifiant.
- Rigidité des roulements [25].

II.5.4 Les clavette

II.5.4.1 Définition

En mécanique, une clavette est une pièce qui a pour fonction de lier en rotation deux pièces (liaison de moyeux). En complément, elle peut être dimensionnée pour se rompre par cisaillement lorsque le couple transmis est trop important [26].

II.5.4.2 Pièces à accoupler

Sur la pièce mâle (l'arbre), la clavette se loge dans une rainure de clavette. La rainure peut être réalisée à l'aide d'une fraise deux tailles ou trois tailles. Sur la pièce femelle, la clavette se loge dans une mortaise. La mortaise est réalisée par mortaisage ou par brochage (si elle est débouchante) [26].

II.5.4.3 Types de clavettes

Il existe cinq grandes familles de clavettes [26]:

- clavettes parallèles.
- clavettes parallèles fixées par vis.
- clavettes disques.
- clavettes tangentielles.
- clavettes inclinées (à encastrer, à chasser ou à talon).
- clavette à talon.

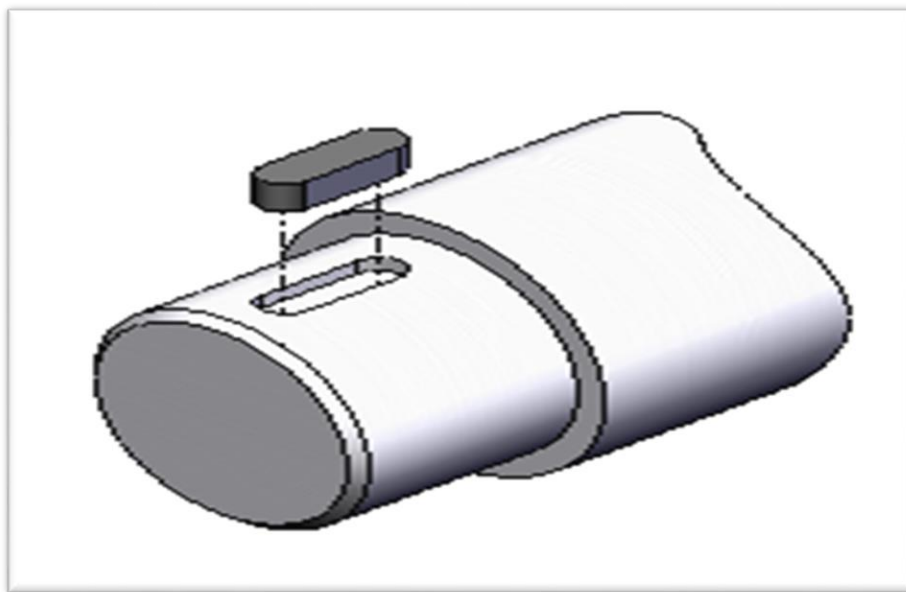


Figure II.9 Un arbre reçoit une clavette dans une rainure [2].

III.1 Introduction

Pour dimensionner les différents éléments de transmission (arbres , roues dentées...) nous allons prendre en considération la puissance absorbée par la broche lors d'une opération d'usinage dans des conditions extrêmes suivant une méthodologie proposer par G.IKIREEV dans son livre intitulé « conception principale des machines outils » , université technique de ulyanovsk , RUSSIE.

III.2 Calcul des principales caractéristiques techniques

- vitesse de rotation de broche maximale $n_{max} = 2000 \text{ tr/min}$
- La vitesse de rotation de broche minimale $n_{min} = 40 \text{ tr/min}$
- Le nombre de vitesses $Zn = 18$

Nous notons que ces données sont fournies par le fabricant du tour étudié.

III.2.1 Définir la plage de commande de numéros de rotation de la broche

$$R_H = \frac{n_{max}}{n_{min}} \quad \text{III.1}$$

$$R_H = \frac{2000}{40} = 50$$

Où :

n_{max}, n_{min} : Le nombre maximum et minimum de tours broche [tr/min].

Zn : Le nombre d'étages de vitesse.

III.2.2 Valeurs normalisées du dénominateur de la série géométrique de tours de broche φ

Les valeurs normalisées de la raison φ des séries normales de nombre de tours de broche de machine-outil sont établies sur la base des considérations suivantes : Les moteurs électriques employés sont généralement à deux vitesses, à courant triphasé [27], dont le

rapport du nombre de tours est égal à 2 : 3000/1500, 1500/750... ($\eta = 3000/p$ avec p le nombre de paires de pôles). Ces valeurs sont : 1,06 ; 1,12 ; 1,26 ; 1,41 et 1,6.

III.2.3 Dénominateur de la série géométrique de tours de broche

$$\varphi = \sqrt[n-1]{R_H} \quad \text{III.2}$$

$$\sqrt[18-1]{50} = 1,258 \text{ Nous l'arrondissons à la valeur normalisée } \varphi = 1,26$$

Pour : $\varphi = 1,26$

la gamme de vitesses normalisée de rotation de broche n , (min^{-1}) [27]:

$$n_1 = 40, n_2 = 50, n_3 = 63, n_4 = 80, n_5 = 100, n_6 = 125, n_7 = 160, n_8 = 200, n_9 = 250, n_{10} = 315, n_{11} = 400, n_{12} = 500, n_{13} = 630, n_{14} = 800, n_{15} = 1000, n_{16} = 1250, n_{17} = 1600, n_{18} = 2000.$$

III.2.4 Graphe des vitesses de rotation

Dans la construction du graphe de vitesses de rotation, deux conditions doivent être respectées:

a) afin d'éviter des engrenages de diamètres trop importantes, les rapports de vitesse sont limités : $1/4 \leq i \leq 2$.

b) pour réduire les couples et donc le poids des pièces et le système on utilise des arbres intermédiaires à vitesse plus élevée.

Compte tenu de ce qui précède, on construit le graphe des fréquences dans l'ordre suivant:

À une distance égale, les unes des autres, des lignes conductrices verticales représentent le numéro d'arbres de boîte à vitesses [29].

À une distance égale de la ligne horizontale qui représente le numéro de séquence de vitesses.

Les rayons tracés entre les lignes verticales indiquent la transmission entre deux arbres avec le rapport de transmission $i = \varphi^m$. Où m est nombre d'intervalles entre les roues dentées qui se chevauchent. Pour $\varphi = 1,26$ le nombre d'intervalles devrait être inférieur à $m \leq 6$.

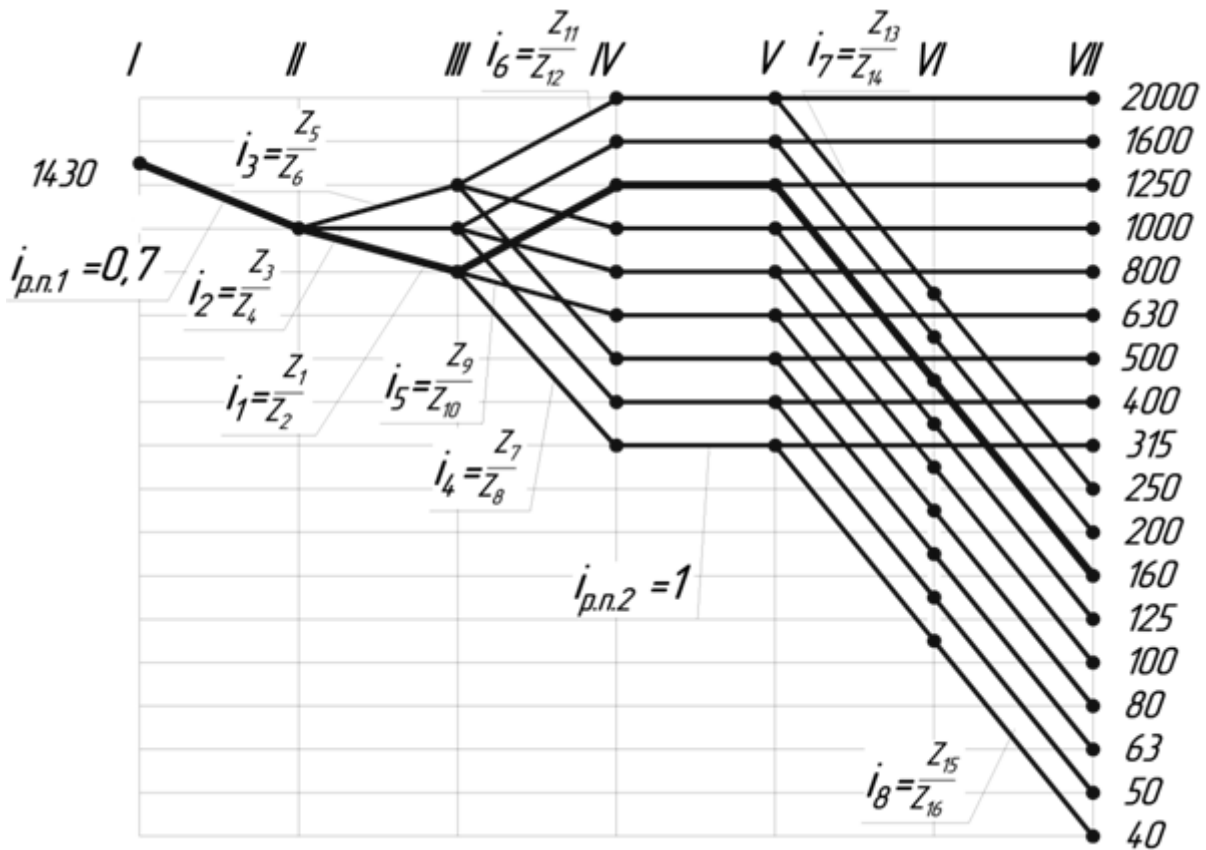


Figure III.1. Graphe de vitesses de rotation [29].

Comme les nombres de dents d'engrenages ne sont pas encore connus, tous les rapports sur le diagramme cinématique représentent la même taille.

III.2.5 Les rapports de transmission dans chaque groupe d'engrenages

$$i = \varphi^{\pm u}$$

III.3

où

φ : Le dénominateur du nombre de révolutions

u : Nombre d'intervalles

$$i_{p,n.1} = \frac{1000}{1430} = \frac{1}{1,43} = 0,7$$

$$i_1 = \frac{1}{\varphi} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{1,26} = 0,79$$

$$i_2 = \varphi^0 = \frac{z_3}{z_4} = 1,26^0 = 1$$

$$i_3 = \varphi = \frac{z_5}{z_6} = 1,26$$

$$i_4 = \frac{1}{\varphi^4} = \frac{z_7}{z_8} = \frac{1}{1,26^4} = \frac{1}{2,52} = 0,40$$

$$i_5 = \frac{1}{\varphi} = \frac{z_9}{z_{10}} = \frac{1}{1,26} = 0,79$$

$$i_6 = \varphi^2 = \frac{z_{11}}{z_{12}} = 1,26^2 = 1,59$$

$$i_7 = \frac{1}{\varphi^{4,5}} = \frac{z_{13}}{z_{14}} = \frac{1}{1,26^{4,5}} = \frac{1}{2,82} = 0,35$$

$$i_8 = \frac{1}{\varphi^{4,5}} = \frac{z_{15}}{z_{16}} = \frac{1}{1,26^{4,5}} = \frac{1}{2,82} = 0,35$$

A partir des rapports de transmission obtenus on retrouve la valeur de la somme des nombres de dents Σz pour chaque transmission, et les résultats sont présentés dans le tableau **III.1** (voir tableau I de l'annexe). Où $i_{p.n.1}$ est le rapport de l'arbre moteur.

i	$i_{p.n.1} = 0,7$	$i_1 = \frac{1}{1,26}$	$i_2 = \frac{1}{1}$	$i_3 = 1,26$	$i_4 = \frac{1}{2,52}$	$i_5 = \frac{1}{1,26}$	$i_6 = 1,59$	$i_7 = \frac{1}{2,82}$	$i_8 = \frac{1}{2,82}$
$\frac{z_a}{z_{a+b}}$		$\frac{z_1}{z_2} = \frac{31}{39}$	$\frac{z_3}{z_4} = \frac{35}{35}$	$\frac{z_5}{z_6} = \frac{39}{31}$	$\frac{z_7}{z_8} = \frac{22}{55}$	$\frac{z_9}{z_{10}} = \frac{34}{43}$	$\frac{z_{11}}{z_{12}} = \frac{47}{30}$	$\frac{z_{13}}{z_{14}} = \frac{20}{56}$	$\frac{z_{15}}{z_{16}} = \frac{20}{56}$
Σz		70			77			76	

Tableau III.1 : sommes de nombre de dents [29].

III.3 Choix du moteur électrique

III.3.1 Puissance d'entraînement du moteur principal

$$P_M = \frac{P_{II}}{1,25 \cdot (\eta_r^6 \cdot \eta_{a1.2}^4 \cdot \eta_{TCT}^2 \cdot \eta_c)}$$

III.4

$$P_M = \frac{6,6}{1,25 \cdot (0,99^6 \cdot 0,97^4 \cdot 0,96^2 \cdot 0,98)} = 6,87 \text{ kw}$$

-puissance de coupe effective : $P_{II} = 6,6 \text{ kw}$.

-l'efficacité de la paire de paliers à roulement : $\eta_r = 0,99$.

- l'efficacité de l'engrenage cylindrique : $\eta_{a1.2} = 0,97$.
- une paire de rendement de transmission à courroie : $\eta_{TCT} = 0,96$.
- l'efficacité de couplage : $\eta_c = 0,98$.

Couple de frottement	Rendement
Engrenage	0.97.....0.99
Paire de roulement	0.99.....0.995
Transmission pour courroies	0.94.....0.97

Tableau III.2 : Rendement de quelques couples de frottement [28].

III.3.2 Puissance nécessaire pour la transmission

Pour le tour est de 3 à 4% de la puissance de transmission:

$$N_s = 0,04 = 3,2 \cdot 0,04 = 0,128 \text{ kw.}$$

$$\text{capacité totale } N_{\varnothing} = N_{n_3} + N_s = 3,2 + 0,128 = 3,328 \text{ kw.}$$

On choisit un moteur électrique asynchrone de puissance de type 4A100L4U3
puissance = 7 kW, $N_e = 1430 \text{ min}^{-1}$.

III.4 Couples sur les arbres

la vitesse de l'arbre moteur calculée n'est pas prise en **tr/min**, mais elle est calculée pour les tours à l'aide de la formule [27] :

$$n_p = n_{min} \cdot \sqrt[3]{R_H} \quad \text{III.5}$$

$$n_p = 40 \cdot \sqrt[3]{50} = 147,4 \text{ min}^{-1}.$$

III.4.1 Les couples calculés sur les arbres T

$$T = 9550 \cdot \frac{P}{n} \quad \text{III.6}$$

L'arbre II

$$P_{II} = P_{\varnothing} \cdot \eta_{a1.2} \cdot \eta_r = 4 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 3,79 \text{ kw}$$

$$n_{II} = n_{\varnothing} \cdot i_{p.n.1} = 1430 \cdot 0,7 = 1001 \text{ min}^{-1}$$

$$T_{II} = 9550 \cdot \frac{P_{II}}{n_{II}} = 9550 \cdot \frac{3,79}{1001} = 36,16 \text{ N.m}$$

L'arbre III

$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{a1.2} \cdot \eta_{r1} = 3,79 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 3,64 \text{ kw}$$

$$n_{III} = n_{II} \cdot i_1 = n_{II} \cdot \frac{z_1}{z_2} = 1001 \cdot \frac{31}{39} = 795,67 \text{ min}^{-1}$$

$$T_{III} = 9550 \cdot \frac{P_{III}}{n_{III}} = 9550 \cdot \frac{3,64}{795,67} = 43,69 \text{ N.m}$$

l'arbre IV

$$P_{IV} = P_{III} \cdot \eta_{a1.2} \cdot \eta_r = 3,64 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 3,50 \text{ kw}$$

$$n_{IV} = n_{III} \cdot i_6 = n_{III} \cdot \frac{z_{11}}{z_{12}} = 795,67 \cdot \frac{47}{30} = 1246,55 \text{ min}^{-1}$$

$$T_{IV} = 9550 \cdot \frac{P_{IV}}{n_{IV}} = 9550 \cdot \frac{3,50}{1246,55} = 26,81 \text{ N.m}$$

Sur l'arbre V

$$P_V = P_{IV} \cdot \eta_{a1.2} \cdot \eta_r = 3,50 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 3,30 \text{ kw}$$

$$n_V = n_{IV} \cdot i_{p,n.2} = 1246,55 \cdot 1 = 1246,55 \text{ min}^{-1}$$

$$T_V = 9550 \cdot \frac{P_V}{n_V} = 9550 \cdot \frac{3,30}{1246,55} = 25,28 \text{ N.m}$$

Sur l'arbre VI

$$P_{VI} = P_V \cdot \eta_{a1.2} \cdot \eta_r = 3,30 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 3,17 \text{ kw}$$

$$n_{VI} = n_V \cdot i_7 = n_V \cdot \frac{z_{13}}{z_{14}} = 1246,55 \cdot \frac{20}{56} = 445,20 \text{ min}^{-1}$$

$$T_{VI} = 9550 \cdot \frac{P_{VI}}{n_{VI}} = 9550 \cdot \frac{3,17}{445,20} = 68 \text{ N.m}$$

Sur l'arbre VII (la broche)

$$P_{VII} = P_{VI} \cdot \eta_{a1.2} \cdot \eta_r \cdot \eta_c = 3,17 \cdot 0,97 \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 3 \text{ kw}$$

$$n_{VII} = n_{VI} \cdot i_8 = n_{VI} \cdot \frac{z_{13}}{z_{14}} = 445,20 \cdot \frac{20}{56} = 159 \text{ min}^{-1}$$

$$T_{VII} = 9550 \cdot \frac{P_{VII}}{n_{VII}} = 9550 \cdot \frac{3}{159} = 180 \text{ N.m}$$

Où

P : Puissance électrique kw .

n : Vitesses de rotation des arbres min^{-1} .

η : Rendement.

i : Rapport de transmission des arbres.

III.5. Calcul et dimensionnement des éléments de machine

III.5.1. Calcul d'engrenages

III.5.1.1. Le choix du matériau

Notre choix est fait d'une manière à avoir des roues avec un cœur résilient pour absorber les chocs, des surfaces dures pour parer à l'usure donc on prend le **20MoCr4**

- Résistance à la traction : 85 kgf/mm^2
- Allongement 17%
- Taux de réduction de la section transversal : 40%
- Valeur d'impact : 6 J/cm^2
- Dureté : $248 \sim 341 \text{ Hb}$

III.5.1.2 Déterminez les contraintes de contact admissibles dans le calcul de L'endurance

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} K_{HL} \quad \text{III.7}$$

Où :

σ_{Hlim} : La résistance limite à la fatigue par pression de contact. Elle dépend de la nature du matériau de la roue dentée et du traitement subi.

S_H : Facteur de sécurité ($S_H = 1,2$)

K_{HL} : Coefficient de durabilité.

III.5.1.3 Pression de Hertz admissible

$$H = H_{HRC} = \frac{48+53}{2} = 50,5 \text{ Hb}. \quad \text{III.8}$$

Limite de fatigue de contact des dents [28] :

$$\sigma_{Hlim} = 17H_{HRC} + 200 = 17 \cdot 50,5 + 200 = 1058,5 \text{ MPa}.$$

$$\sigma_{HP} = \frac{1058,5}{1,2} \cdot 1 = 882 \text{ MPa}.$$

III.5.1.4 Contrainte de flexion admissible de la dent :

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim}}{S_F} K_{FC} K_{FL} \quad \text{III.9}$$

$$\sigma_{FP} = \frac{580}{1,2} \cdot 0,8 \cdot 1 = 386,67 \text{ MPa}$$

Où :

σ_{Flim} : La limite d'endurance en flexion des dents.

s_F : Facteur de sécurité

K_{FC} : Coefficient tenant compte de l'influence des accords bilatéraux application de la charge (pour la marche arrière).

K_{FL} : Facteur de durabilité compte tenu de l'influence durée de vie et le mode de charge (pendant une longue période Train de roulement).

III.5.1.5 La distance centre approximatif entre les arbres

a. La distance approximative $a_{1\omega}$ entre les arbres II-III

$$a_{1\omega} = K_a(U_1 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{III} \cdot K_{H\beta}}{U_1^2 \psi_{ba} \sigma_{HP}^2}}$$

Où :

K_a : Le coefficient auxiliaire (pour éperon de roues en acier $K_a = 495$).

U_1 : Le rapport de transmission ; $U_1 = Z_2/Z_1 = 1,258$.

T_{III} : Le couple transmis, N · m .

$K_{H\beta}$: Le facteur de distribution longitudinale de la charge $K_{H\beta} = 1,04$.

ψ_{ba} : Coefficient de largeur : $\psi_{ba} = 0,125$.

σ_{HP} : L'effort unitaire admissible pour la sollicitation à la fatigue par pression de contact N/mm^2 .

Avec :

$$\psi_{ba} = \frac{\psi_{ba}(U_1 + 1)}{2} = \frac{0,125 \cdot (1,258 + 1)}{2} = 0,14.$$

$$a_{1\omega} = 495 \cdot (1,258 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{43,69 \cdot 1,04}{1,258^2 \cdot 0,125 \cdot 882^2}} = 74,43 \text{ mm.}$$

Détermination du module :

$$m = \frac{2 \cdot a_{1\omega}}{\Sigma_z} = \frac{2 \cdot 74,43}{70} = 2,14.$$

On prend le module normalisé : $m = 3 \text{ mm}$.

Distance entre les roues :

$$a_{1\omega} = \frac{m \cdot \Sigma_z}{2} = \frac{3 \cdot 70}{2} = 105 \text{ mm.}$$

Spécifie la largeur des roues :

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_{1\omega} = 0,125 \cdot 105 = 13,125 \text{ mm.}$$

On prend $b_2 = 13 \text{ mm}$.

Spécifie la largeur des couronnes dentées:

$$b_1 = b_2 + (5 \dots 10) \text{ mm} = 13 + 5 = 18 \text{ mm.}$$

Nous définissons le degré de précision des roues:

$$v = \frac{\pi \cdot m \cdot Z_2 \cdot n}{60000} = \frac{3,14 \cdot 3 \cdot 39 \cdot 800}{60000} = 4,8 \text{ m/s}$$

Où

$n = 800 \text{ min}^{-1}$: Nombre maximum de tours pour l'engrenage Z1 - Z2.

b. La distance approximative entre les arbres III-I $a_{2\omega}$

$$a_{2\omega} = K_a(U_4 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{IV} \cdot K_{H\beta}}{U_4^2 \psi_{ba} \sigma_{Hp}^2}} = 495 \cdot (2,5 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{26,81 \cdot 1,02}{2,5^2 \cdot 0,125 \cdot 882^2}} = 61,62 \text{ mm.}$$

où:

$$\psi_{ba} = \frac{\psi_{ba}(U_4 + 1)}{2} = \frac{0,125 \cdot (2,5 + 1)}{2} = 0,22.$$

Déterminer le module :

$$m = \frac{2 \cdot a_{2\omega}}{\Sigma_z} = \frac{2 \cdot 61,62}{77} = 1,6.$$

On prend le module normalisé : $m = 2,5 \text{ mm}$.

Distance entre les roues :

$$a_{2\omega} = \frac{m \cdot \Sigma_z}{2} = \frac{2,5 \cdot 77}{2} = 96,25 \text{ mm.}$$

Spécifie la largeur de la roue de couronne:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_{2\omega} = 0,125 \cdot 96,25 = 12,03 \text{ mm.}$$

On prend $b_2 = 12 \text{ mm}$.

Largeur des roues dentées:

$$b_1 = b_2 + (n)mm = 12 + 5 = 17mm.$$

$$\text{Avec : } 5 \leq n \leq 10$$

Nous définissons le degré de précision des roues:

$$v = \frac{\pi \cdot m \cdot Z_8 \cdot n}{60000} = \frac{3,14 \cdot 2,5 \cdot 55 \cdot 1250}{60000} = 8,9 \text{ m/s}$$

où

$n = 1250 \text{ min}^{-1}$ - vitesse maximale pour l'engrènement : Z7 - Z8 .

c. Distance approximatif entre arbres VI-VII $a_{3\omega} = a_{4\omega}$

$$a_{4\omega} = K_a(U_8 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{VII} \cdot K_{H\beta}}{U_7^2 \psi_{ba} \sigma_{Hp}^2}} = 495 \cdot (2,8 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{180 \cdot 1,1}{2,8^2 \cdot 0,125 \cdot 882^2}} = 120 \text{ mm.}$$

$$\psi_{ba} = \frac{\psi_{ba}(U_8 + 1)}{2} = \frac{0,125 \cdot (2,82 + 1)}{2} = 0,24.$$

Où :

$$K_{H\beta} = 1,1$$

Détermination du module d'engrènement:

$$m = \frac{2 \cdot a_{4\omega}}{\Sigma_z} = \frac{2 \cdot 120}{76} = 3,15.$$

Nous acceptons le module norme $m = 3,5 \text{ mm}$.

Affiner l'espacement:

$$a_{4\omega} = \frac{m \cdot \Sigma_z}{2} = \frac{3,5 \cdot 76}{2} = 133 \text{ mm.}$$

Spécifie la largeur de la roue de couronne:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_{1\omega} = 0,125 \cdot 133 = 16,625 \text{ mm.}$$

On prend

$$b_2 = 17 \text{ mm.}$$

On Spécifie la largeur des couronnes dentées:

$$b_1 = b_2 + (n)mm = 17 + 5 = 22 \text{ mm.}$$

$$\text{Avec : } 5 \leq n \leq 10$$

Nous définissons le degré de roue de précision Z15 - Z16:

$$v = \frac{\pi \cdot m \cdot Z_{16} \cdot n}{60000} = \frac{3,14 \cdot 3,5 \cdot 56 \cdot 160}{60000} = 1,64 \text{ m/s}$$

Où : $n = 160 \text{ min}^{-1}$ - vitesse maximale pour engager Z15 - Z16

Nous définissons le degré de roue de précision Z13 - Z14:

$$v = \frac{\pi \cdot m \cdot Z_{14} \cdot n}{60000} = \frac{3,14 \cdot 3,5 \cdot 56 \cdot 448}{60000} = 4,59 \text{ m/s}$$

Où

N : vitesse maximale pour engager Z13 - Z14.

On utilisant la relation $Z = \frac{D}{m}$ nous obtenons le nombre de dents. les valeurs sont représentées dans le tableau **III.3**

On procède au calcul des engrenages Z3-Z4, Z5-Z6, Z9-Z10 et Z11-Z12, on suivant la même méthodologie de calcul déjà illustrée ci-dessus .les respectifs résultats obtenues sont représentés dans le tableau suivant :

Le nombre de dents Z	Module m, mm	Diamètre, mm		La largeur de la couronne dentée b1, mm	La largeur de la couronne dentée b2, mm	inter distance axiale de valeur Au, mm
		Diamètre primitif D= m.Z	Saillies			
Z1 = 31	3	93	99	18	13	105
Z2 = 39		117	123			
Z3 = 35		105	111			
Z4 = 35		105	111			
Z5 = 39		117	123			
Z6 = 31		93	99			
Z7 = 22	2,5	55	60	12	17	96,25
Z8 = 55		137,5	142,5			
Z9 = 34		85	90			
Z10 = 43		107,5	112,5			
Z11 = 47		117,5	122,5			
Z12 = 30		75	80			
Z13 = 20	3.5	70	77	17	22	133
Z14 = 56		196	203			
Z15 = 20		70	77			
Z16 = 56		196	203			

Tableau III.3. Roues dentées et leurs caractéristiques

III.6 Calcul de la transmission à courroie trapézoïdale

III.6.1 Choix de la courroie

Le choix du type de la courroie est fait sur base du nanogramme de la figure III.2 pour les courroies trapézoïdales [30], en fonction de la puissance de l'arbre moteur 7 kW et la vitesse de rotation $N_e = 1430\text{ min}^{-1}$, on a opté pour la courroie de type SPZ

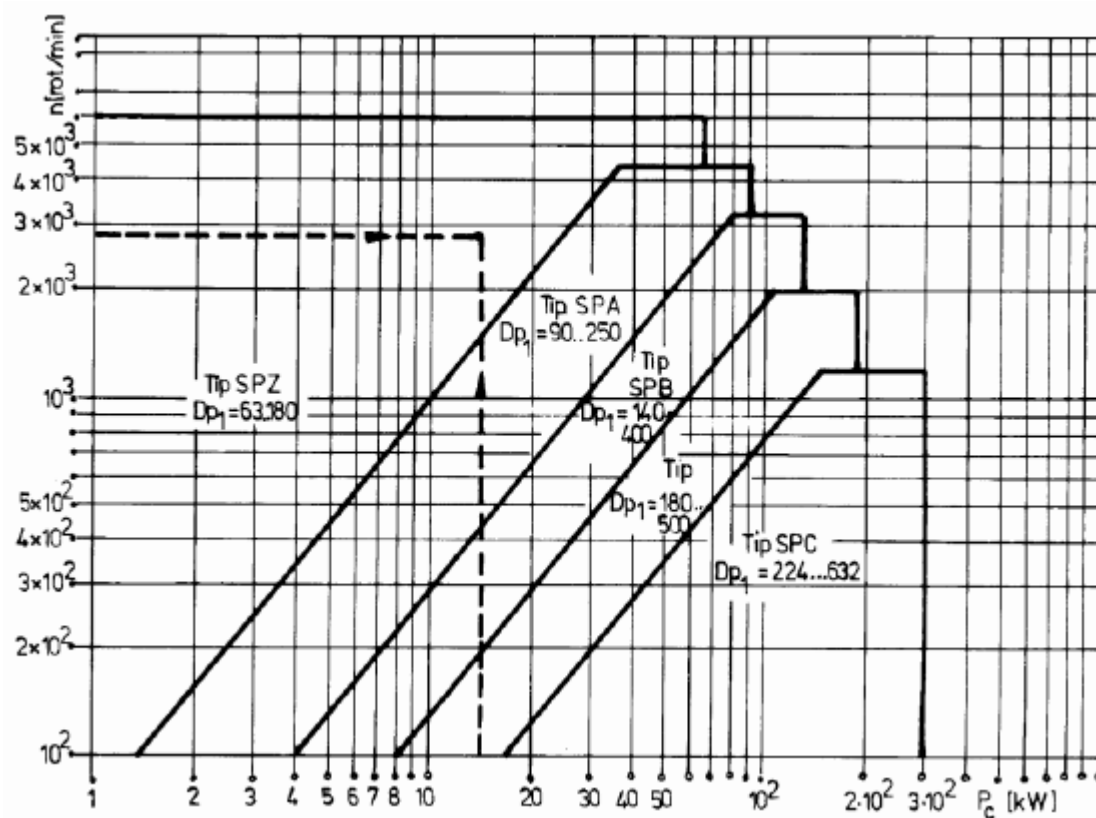


Figure III.2. Nano-gramme de choix de courroies.

III.6.2. Le choix du diamètre de la poulie la plus petite

La présente poulie à un diamètre normalisé, Tableau III.3 [30], on a choisi $DP_1 = 125\text{ mm}$

III.6.3 Le calcul du diamètre de la poulie la plus grande

$$D_{P2} = \frac{D_{p1}}{\eta_{TCT}} \quad \text{III.10}$$

$$D_p = \frac{125}{0,95} = 131,57\text{ mm}$$

On arrondit le diamètre pour avoir un $D_{P1} = 132\text{ mm}$

III.6.4 Choix préliminaire de la distance entre les axes A

$$0,7(DP_2 + DP_1) \leq A \leq 2(DP_2 + DP_1)$$

$$180 \leq A \leq 514$$

III.6.5 L'angle entre les branches de la courroie

$$\gamma = 2 \sin^{-1} \frac{DP_2 - DP_1}{2A} = 2 \sin^{-1}(0.10086) = 0,57^\circ$$

III.6.6. L'angle d'enroulement

- Sur la poulie la plus petite $\beta_1 = 180^\circ - \gamma = 179,43^\circ$
- Sur la poulie la plus grande $\beta_2 = 180^\circ - \gamma = 180,57^\circ$

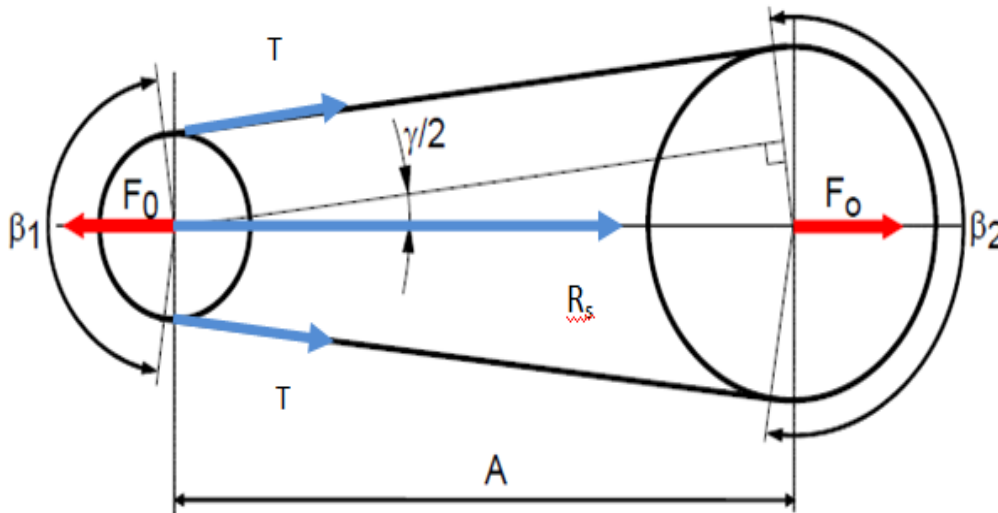


Figure III.3. Forces des courroies

III.6.7. La longueur de la courroie à l'état libre

$$L_p = 2A + \frac{\pi(DP_2 + DP_1)}{2} + \frac{(DP_2 - DP_1)^2}{4A} \approx 918 \text{ mm}$$

On choisit une valeur normalisée $L_p=3550$ mm, Tableau III.3, ensuite on va recalculer A en utilisant la relation ci-dessous :

$$L_p = 2A \cos \frac{\gamma}{2} + \frac{\pi}{360} (\beta_1 DP_1 + \beta_2 DP_2) \quad \text{III.11}$$

$$A = 356,27 \text{ mm}$$

III.6.8. La vitesse linéaire de la courroie

$$v_{TCT} = \frac{\pi DP_1 N_e}{60000} = 9,35 \text{ m/s}$$

Type courroie	Dimensions caractéristiques de la section Lp*h	H+δh Mm	Dmax mm	Degrés	Longitudinales Lp mm		Dp min mm	Section de la courroie
					minimum	maximum		
SPz	8.5*8	8±0.4	2.0	40±0.1	630	3550	71	0.54
Spa	11*10	10±0.5	2.8		800	4500	100	0.9
SPb	14*13	13±0.5	3.5		1250	8000	160	1.5
16*15	16*15	15±0.5	4.0		1600	10000	200	1.98
SPc	19*18	18±0.6	4.8		2000	12500	224	2.78

Tableau III.4. Courroies trapézoïdales. Dimensions et longueur initiales [30].

Longueurs initiales Lp mm	Préférées	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000
			2500	3150	4000	5000	6200	8000	10000
Lp mm	A éviter	450	560	710	900	1120	1400	1800	2240
		2800	3550	4500	5600	7100	9000	11200	-

Tableau III.5. Les longueurs initiales des courroies [30].

63	71	80	90	11	12	14	160	180	200	224	250	280	315	40
				2	5	0								0
45	50	56	63	71	80	90	112	125	140	160	180	200	250	-
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	

Tableau III.6. Série des diamètres des poulies D_p(mm) [30].

III.6.9. Nombre de courroies

$$n_{TCT} = \frac{P_{II} k_s}{p_0 a c_l} = \frac{7,1,32}{2,7 \cdot 0,96 \cdot 0,92} = 3,87 \approx 4 \text{ courroies}$$

- Facteur de service $k_s = 1,32$
- Puissance brute $p_0 = 2,7 \text{ kw}$
- Facteur de correction d'arcs : 0,96
- Facteur de correction de longueur de courroie = 0,92

III.7. calcul préliminaire des arbres**III.7.1. calcul diamètre des arbres**

Les diamètres des arbres est déterminée à partir de la condition de résistance à la torsion

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau]}} \quad \text{III.12}$$

Où

T - couple sur l'arbre $N \cdot mm$;

$[\tau]$ - la contrainte de torsion admissible sous condition, N / mm^2 .

Lors du calcul des arbres indicatifs nous acceptons une valeur de 10 à 20 MPa. $[\tau]$

Le diamètre approximatif de l'arbre II:

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{T_{II}}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{36,16 \cdot 10^3}{0,2 \cdot (n)}} = 20,8 \text{ à } 26,25 \text{ mm, (Avec : } 10 \leq n \leq 20).$$

Nous prenons $d_2 = 25 \text{ mm}$,

Le diamètre approximatif de l'arbre III:

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{T_{III}}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{43,69 \cdot 10^3}{0,2 \cdot (n)}} = 22,18 \text{ à } 27,95 \text{ mm, (Avec : } 10 \leq n \leq 20).$$

Nous prenons $d_3 = 25 \text{ mm}$.

Le diamètre approximatif de l'arbre IV:

$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{T_{IV}}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{26,81 \cdot 10^3}{0,2 \cdot (n)}} = 18,8 \text{ à } 23,75 \text{ mm. (Avec : } 10 \leq n \leq 20).$$

Nous prenons $d_4 = 25 \text{ mm}$,

Le diamètre de l'arbre approximatif de l'arbre V:

$$d_5 = \sqrt[3]{\frac{T_V}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{25,28 \cdot 10^3}{0,2 \cdot (n)}} = 18,48 \text{ à } 23,29 \text{ mm. (Avec : } 10 \leq n \leq 20).$$

Nous prenons $d_5 = 25 \text{ mm}$

Le diamètre approximatif de l'arbre VI:

$$d_6 = \sqrt[3]{\frac{T_{VI}}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{68 \cdot 10^3}{0,2 \cdot (n)}} = 25,71 \text{ à } 32,31 \text{ mm. (Avec : } 10 \leq n \leq 20).$$

Nous admettons un arbre portant avec un diamètre $d_6 = 30 \text{ mm}$.

Le diamètre de l'arbre indicatif VII:

$$d_7 = \sqrt[3]{\frac{T_{VII}}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{180 \cdot 10^3}{0,2 \cdot (n)}} = 30 \text{ à } 37,79 \text{ mm. (Avec : } 10 \leq n \leq 20).$$

Nous prenons $d_7 = 35 \text{ mm}$.

III.7.2 Le calcul des arbres

On choisit de calculer l'arbre VI on suit les mêmes étapes pour les arbre II, III, IV, V et VII.

Le couple sur l'arbre est d'une valeur $T_{VI} = 68n \cdot m$, la valeur calculée de tours de l'arbre sur la chaîne calculée $n = 448 \text{ min}^{-1}$ est prise lorsque les engrenages des arbres Z13-Z14 VI et de l'arbre Z15-Z16 VII.

force tangentielle Z15-Z16:

$$F_{t15} = F_{t16} = \frac{2T_{VI}}{d_{15}} = \frac{2 \cdot 68 \cdot 10^3}{70} = 1943 \text{ N}$$

Force radiale:

$$F_{r15} = F_{r16} = F_{t15} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 2245 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 707 \text{ N.}$$

Force tangentielle Z13-Z14 :

$$F_{t13} = F_{t14} = \frac{2T_{VI}}{d_{14}} = \frac{2 \cdot 68 \cdot 10^3}{196} = 694 \text{ N.}$$

Force radiale:

$$F_{r13} = F_{r14} = F_{t13} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 694 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 253 \text{ N}$$

Où

α : angle de profil normalisé ($\alpha = 20^\circ$).

Nous définissons les réactions de support dans deux plans. Pour cette composition, le régime de l'arbre calculée . Distance entre supports et applique une force à partir de la lecture du dessin on prend: $a = 46 \text{ mm}$, $b = 127,5 \text{ mm}$, $c = 103 \text{ mm}$.

Par projection sur l'axe ZOY:

$$\checkmark \Sigma M_{AY} = 0$$

$$\Rightarrow (F_{r13} \cdot a) - F_{r15} \cdot (a + b) + R_{BY} \cdot (a + b + c) = 0$$

$$\Rightarrow R_{BY} = (a + F_{r13} - F_{r15} \cdot (a + b)) / (a + b + c)$$

$$= (253 \cdot 707 \cdot 46 + (46 + 127,5)) / (46 + 127,5 + 103) = 485,7 \text{ N.}$$

$$\checkmark \Sigma M_{BY} = 0$$

$$\Rightarrow (F_{r15} \cdot c) + F_{r13} (c + b) - R_{AY} \cdot (c + b + a) = 0$$

$$\Rightarrow R_{AY} = (F_{r15} \cdot c) + F_{r13} (c + b) / (c + b + a)$$

$$= (707 \cdot 253 \cdot c + 103 (103 + 127,5)) / (103 + 127,5 + 46) = 474,3 \text{ N.}$$

Vérification de l'égalité $\Sigma Y = 0$

$$R_{AY} + F_{r13} + F_{r15} - R_{BY} = -474,3 + 253 + 707 - 485,7 = 0$$

L'égalité est vérifiée.

Pour assurer une bonne endurance de l'arbre aux différentes sollicitations, nous cherchons les forces adéquates qui lui permettront de résister.

-Pour l'axe YOY:

$$A_{max} = 0$$

$$\Rightarrow (F_{t13} \cdot a) - F_{t15} \cdot (a + b) + R_{BX} \cdot (a + b + c) = 0$$

$$\Rightarrow R_{BX} = (F_{t15} \cdot (a + b) - F_{t13} \cdot a) / (a + b + c)$$

$$R_{BX} = (1943 + (46 + 127,5) \cdot 694 - 694 \cdot 46) / (103 + 127,5 + 46) = 1103,7 \text{ N.}$$

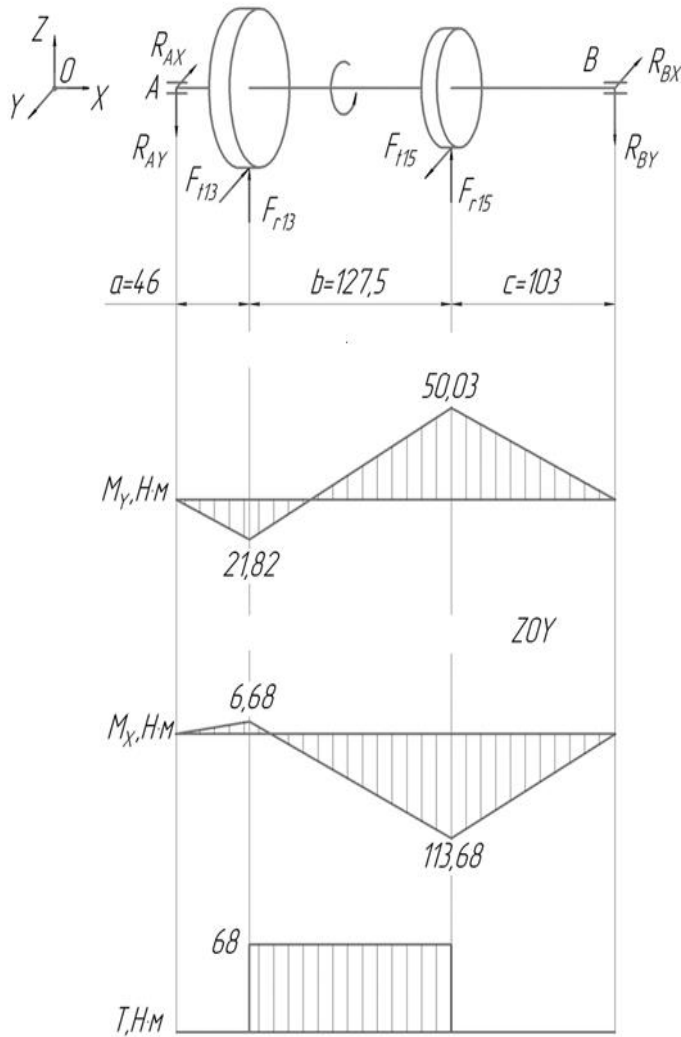


Figure III.4 –Diagramme des moment fléchissant et les efforts tranchants

$$\Sigma MBX = 0;$$

$$\Rightarrow (FT15 \cdot c) - FT13 \cdot (c + b) - RAX \cdot (c + b + a) = 0$$

$$\Rightarrow RAX = (FT15 \cdot c - FT13 \cdot (c + b)) / (c + b + a)$$

$$= (1943 \cdot 103 - 694 \cdot (103 + 127,5)) / (103 + 127,5 + 46) = 145,3 \text{ N.}$$

Vérification de l'égalité : $\Sigma X = 0$

$$RAX + FT13 - FT15 + RBX = 145,3 + 694 - 1943 + 1103,7 = 0$$

L'égalité est vérifiée

III.7.3.Détermination des réactions de soutien total

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{145,3^2 + 474,3^2} = 496 \text{ N.}$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{1103,7^2 + 485,7^2} = 1206 \text{ N.}$$

On détermine la valeur de la caractéristique de couple de flexion dans les sections d'arbre et construire des diagrammes de moment pour les deux plans OX et OY:

Par Projection sur l'axe OX :

- Sur la roue Z13- MY_{13}

$$(-RAY \cdot a) = -474,3 \cdot 0046 \text{ Nm} = -21,82 \text{ Nm}$$

- Sur la roue Z15 - MY_{15}

$$(RBY \cdot c) = 485,7 \cdot 0103 = 50,03 \text{ Nm.}$$

Par Projection sur l'axe YOX :

- Sous la roue Z13 - MX_{13}

$$(-RAX \cdot a) = -145,3 \cdot 0046 = -6,68 \text{ Nm}$$

- Sous la roue Z15 - MX_{15}

$$(C \cdot RBX) = 1103,7 \cdot 0103 = 113,68 \text{ Nm.}$$

Détermination de la valeur du moment de flexion totale :

Sur la roue Z13

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_{X13}^2 + M_{Y13}^2} = \sqrt{6,68^2 + 21,82^2} = 22,82 \text{ N.m.}$$

Sous la roue Z15

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_{X15}^2 + M_{Y15}^2} = \sqrt{113,68^2 + 50,03^2} = 124,20 \text{ N.m}$$

Nous déterminons les valeurs des moments de flexion équivalente dans ces sections :

Sur la roue Z13

$$M_{E13} = \sqrt{M_{\Sigma13}^2 + T_3^2} = \sqrt{22,82^2 + 68^2} = 71,73 \text{ N.m.}$$

Sur la roue Z15

$$M_{E15} = \sqrt{M_{\Sigma15}^2 + T_3^2} = \sqrt{124,20^2 + 68^2} = 141,59 \text{ N.m.}$$

La section la plus chargée d'une roue Z15, subit une charge de 141,59 N.m

Détermination du diamètre de l'arbre à la section chargée de la roue Z15:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{E15}}{0,1 \cdot [\sigma_{-1}]_n}} = \sqrt[3]{\frac{141,59 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 55}} = 29,53 \text{ mm.}$$

III.8.Choix des roulements

Le choix du type de roulements à utiliser dépend des exigences techniques propres à chaque cas (durée de vie exigée, importance des charges appliquées au roulement, place disponible, vitesse de rotation, températures de fonctionnement, jeux, précision, lubrification), et ne peut se faire que dans la connaissance parfaite des caractéristiques techniques de chaque type.

III.8.1.La durée de vie L_n du roulement

$$L_n = \frac{10^6}{60 \cdot N} \left(\frac{C}{P} \right)^\alpha \quad \text{III.13}$$

C : charge dynamique de base.

P : charge dynamique équivalente.

$\alpha=10/3$ pour les roulements à rouleaux coniques.

$\alpha= 3$ pour les roulements à billes.

N : vitesse de rotation de l'arbre en [tr /mn].

III.8.2 Charge dynamique équivalente

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad \text{III.14}$$

F_r : Effort radial.

F_a : Effort axial.

La valeur des coefficients X et Y dépendant du résultat de la comparaison de **F_a/F_r** à un coefficient (**e**) dépendant du roulement considéré comme valeur normalisée 5Tdonnée.

Conclusion générale

Conclusion générale

Dans ce projet de fin d'étude nous avons réalisé une étude suivis d'un dimensionnement d'un système de transmission d'un tour parallèle classique, l'étude a été réalisé sur un tour parallèle classique du fabricant TOS modèle SN 40 C au niveau du hall de technologie de l'université Abderrahmane MIRA de BEJAIA.

L'étude que nous avons présentés dans le premier chapitre avait pour but de cité d'abord les différents tours qu'on peut rencontrer dans l'industrie tout en citant les opérations qu'on peut réaliser sur ces derniers tout en prenant en considération certains conditions appelées conditions de coupe, par la suite nous avons décrit le tour étudié.

Nous avons consacré le deuxième chapitre pour des généralités sur la transmission de puissance et les éléments de machines qui rentre dans la composition des systèmes de transmission de puissance,

Au troisième et dernier chapitre nous avons dimensionnés les différents organes et les éléments de machines qui compose le système de transmissions du tour étudié (arbres, roulements, courroies...) suivant la méthodologie proposer par G.IKIREEV dans son livre intitulé « conception principale des machine-outil », université technique de ulyanovsk, RUSSIE.

Références bibliographiques

Référence bibliographiques

- [1] R.NADREAU, Le tour, 5 avenue du Bois 78620 l'étang la ville (p.13 à 28 p 108 à 112).
- [2] Internet <http://www.lyrfac.com>.
- [3] A.ABDELLOUFI, cours procédés de fabrication, master maintenance industrielle, université KASDI Merbah OUARGLA.2010.
- [4] A.TOUMINE « usinage », INSA de lyon, groupe conception productique, 2007.
- [5] Internet [http:// www.machine-outil.com](http://www.machine-outil.com).
- [6] Internet [http:// www.fabrication1.blogspot.com](http://www.fabrication1.blogspot.com).
- [7] Internet [http:// www.timtos.com](http://www.timtos.com).
- [8] Internet [http:// www.cnc-lathes.ru](http://www.cnc-lathes.ru).
- [9] Internet [http:// www.swissmachines-shop.ch](http://www.swissmachines-shop.ch).
- [10] Internet [http:// www.appel-machineen-France.fr](http://www.appel-machineen-France.fr).
- [11] ROCDACIER, cours sur le tournage, groupe conception production, INSA de Lyon France.
- [12] Internet www.hellopre.fr.
- [13] Internet www.directindustry.fr.
- [14] Internet [http:// www.graffpinkert.com](http://www.graffpinkert.com).
- [15] Internet [http:// www.romifrance.fr](http://www.romifrance.fr).
- [16] ALAIN PASSERON, Tournage, technique de l'ingénieur, BM 7086,1997.
- [17] J.LFRANCHAN « guide des sciences et technologie », édition Nathan Paris France, 1994.
- [18] Internet [http:// www.electricite2.blospot.com](http://www.electricite2.blospot.com) .
- [19] Catalogue TOS SN 40C SN 50C.
- [20] GEORGE DOBRE, éléments de machine, transmissions mécaniques ,2006.

Références bibliographiques

- [21] Transmission de puissance, la puissance mécanique, cours 1ere année STS, université de Lille, France.
- [22] Mémoire, ALEXANDRE ROBICHAUD, étude et développement d'un système mécanique.
- [23] FRANCIS ESNAULT, construction mécanique, transmission de puissance 1ere édition, édition Dunod paris France, 1996
- [24] FRANCIS ESNAULT, construction mécanique, transmission de puissance : principes, 1ere édition, édition Dunod paris France, 1993
- [25] Internet [http:// www.fabrication1.blogspot.com](http://www.fabrication1.blogspot.com) .
- [26] Mme GHARBI née DJEBAR Nadira mémoire, thème : automatisation du calcul des dents d'engrenages dans une transmission composée, université de Constantine, 2005
- [27] GI KIREEV, conception principale des machines-outils d'entraînement, université technique ULYANOVSK RUSSIE, 2007.
- [28] Ivanov AV, Outils de conception et de calcul, Baranovichi 2011.
- [29] FETITOUNE Amara, DJABALI Sofiane, mémoire, conception d'un broyeur à boulets destinée aux essais de laboratoire, université de Bejaia, 2013.

La série dénominateur φ							La series dénominateur φ							La série dénominateur φ						
1,06	1.12	1,26	1,41	1,58	1,78	2	1,06	1.12	1,26	1,41	1,58	1,78	2	1,06	1.12	1,26	1,41	1,58	1,78	2
1	1	1	1	1	1	1	2,5	25	2,5		2,5			6.3	6.3	6.3		6.3		
1,06							2.65							6.7						
1.12	1.12						2.8	2.8		2.8				7.1	7.1					
1.18							3.0							7.5						
1,25	1,25	1,25					3.15	3.15	3.15			3.15		8	8	8	8			8
1,32							3,35							8.5						
1.4	1.4		1.4				3,55	3,55						9	9					
1.5							3,75							9.5						
1.6	1.6	1.6		1.6			4	4	4	4	4		4	10	10	10		10	10	
1.7							4.25							10.6						
1.8	1.8						4.5	4.5						11.2	11.2		11.2			
1.9							4,75							11,8						
2	2	2	2			2	5	5						12.5	12.5	12.5				
2.12							5.3							13.2						
2.24	2.24						5.6	5.6		5.6		5.6		14	14					
2,36							6							15						
1,06	1.12	1,26	1,41	1,58	1,78	2	1,06	1.12	1,26	1,41	1,58	1,78	2	1,06	1.12	1,26	1,41	1,58	1,78	2
16	16	16	16	16		16	40	40	40		40			100	100	100		100	100	
17							42,5							106						
18	18				18		45	45		45				112	112					
19							47,5							118						
20	20	20					50	50	50					125	125	125	125			125
21.2							53							132						

La série dénominateur φ							La série dénominateur φ							La série dénominateur φ							
22.4	22.4		22.4				56	56				56		140	140						
23.6							60							150							
25	25	25		25			63	63	63	63	63		63	160	160	160			160		
26.5							67							170							
28	28						71	71						180	180			180		180	
30							75							190							
31.5	31.5	31.5	31.5		31.5	31.5	80	80	80					200	200	200					
33,5							85							212							
35,5	35,5						90	90		90				224	224						
37.5														236							
1,06	1.12	1,26	1,41	1,58	1,78	2	1,06	1.12	1,26	1,41	1,58	1,78	2	1,06	1.12	1,26	1,41	1,58	1,78	2	
250	250	250	250	250		250	425							670							
265							450	450						710	710			710			
280	280						475							750							
300							500	500	500	500			500	800	800	800					
315	315	315			315		530							850							
335							560	560	560			560		900	900						
355	355		355				600							950							
375							630	630	630		630			1000	1000	1000	1000	1000	1000		
400	400	400		400																	

Notes: 1. La série de couverture normale du nombre de tours s'applique aux lignes de vitesses, aux flux, aux puissances, aux dimensions et à d'autres paramètres.

2. On obtient des séries de nombres supérieurs à 1000 et inférieurs à 1 en multipliant ou en divisant les données tabulaires par 1000

Tableau I. series du dénominateur φ

Rapport de transmission i	Le nombre total de dents dans l'engrenage																			
	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79
1.00	30		31		32		33		34		35		36		37		38		39	
1,06	29		30		31		32		33		34		35		36		37		38	
1.12			29		30		31		32		33		34		35		36	36	37	37
1.19		28		29	29		30		31		32		33		34	34	35	35		36
1,26		27		28		29	29		30		31		32		33	33		34		35
1.33		26		27		28			29		30		31			32		33		34
1,41	25			26		27		27	28		29		30	30		31		32		33
1.50	24					26		27	27		28		29	29		30		31	31	
1,58	23		24			25		26			27		28	28		29		30	30	
1,68			23		24			25		26	26		27	27		28		29	29	
1,78		22			23			24		25	25		26			27			28	
1,88	21	21		22	22		23	23		24			25			26			27	
2.00	20			21			22			23			24			25			26	
2.11			20			21	21		22	22		23	23		24	24			25	
2.24		19	19			20			21			22	22		23	23		24	24	
2,37		18			19			20	20			21			22			23	23	
2,51	17			18			19	19			20	20		21	21			22	22	
2,66			17				18			19	19			20	20			21		
2,82		16				17			18	18			19	19			20	20		
2.99	15				16			17	17			18	18			19	19			20
3.16							16	16			17	17				18				19
3,35										16	16				17				18	18
3,55													16	16					17	17
3,76												15	15				16	16		

Rapport de démultiplication i	Le nombre total de dents dans l'engrenage																			
	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99
1.00	40		41		42		43		44		45		46		47		48	49	49	50
1,06	39		40	40	41	41	42	42	43	43	44	44	45	45	46	46	47	47		42
1.12	38	38		39		40		41		42		43	43	44	44	45	45	46	46	47
1.19		37		38		39	39	40	40	41	41		42		43		44	44	45	45
1,26		36	36	37	37		38		39		40	40	41	41		42		43		44
1.33	34	35	35		36		37	37	38	38		39		40	40	41	41		42	
1,41	33		34		35	35		36		37	37	38	38		39		40	40		41
1.50	32		33	33		34		35	35		36		37	37	38	38		39	39	40
1,58	31		32	32		33	33		34		35	35		36		37	37		38	38
1,68	30	30		31		32	32		33	33		34		35	35		36	36		37
1,78	29	29		30	30		31			32		33	33		34	34		35	35	
1,88	28	28		29	29		30	30		31	31		32	32		33	33		34	34
2.00		27			28		29	29		30	30		31	31		32	32		33	33
2.11		26			27			28	28		29	29		30	30		31	31		32
2.24		25			26	26		27	27		28	28		29	29			30	30	
2,37		24			25	25		26	26			27	27		28	28		29	29	
2,51	23	23			24	24		25	25			26	26		27	27			28	28
2,66	22	22			23	23		24	24			25	25			26	26		27	27
2,82	21	21			22			23	23			24	24			25	25			26
2.99	20			21	21			22	22			23	23			24	24			25
3.16	19			20	20			21	21			22	22			23	23			24
3,35			19	19			20	20	20			21	21			22	22			23
3,55		18	18	18			19	19			20	20	20			21	21			22
3,76	17	17				18	18				19	19				20	20			21
3,98	16	16			17	17	17			18	18	18			19	19	19			20
4.22				16	16				17	17	17			18	18	18			19	19
4,47		15	15	15				16	16				17	17	17			18	18	18
4,73	14	14				15	15	15				16	16	16			17	17	17	17

Rapport de transmission , i	Le nombre total de dents dans l'engrenage																			
	100	101	102	103	104	105	106	107	108	109	110	111	112	113	114	115	116	117	118	119
1.00	50	51	51	52	52	53	54	54	54	55	55	56	56	57	57	58	58	59	59	60
1,06		49		50		51		52		53	53	54	54	55	55	56	56	57	57	58
1.12	47		48		49		50		51	51	52	52	53	53	54	54	55	55	56	56
1.19	46	46		47		48		49	49	50	50	51	51	52	52		53		54	54
1,26	44	45	45		46		47	47	48	48	49	49	50	50		51	51	52	52	53
1.33	43	43	44	44		45		46	46	47	47		48	48	49	49	50	50	51	51
1,41		42	42	43	43		44	44	45	45	46	46		47	47	48	48		49	49
1.50	40		41	41	42	42		43	43	44	44		45	45	46	46		47	47	48
1,58	39	39		40	40	41	41	41	42	42		43	43	44	44		45	45	46	46
1,68	37	38	38		39	39		40	40	41	41		42	42		43	43	44	44	44
1,78	36	36	37	37		38	38		39	39		40	40	41	41	41	42	42		43
1,88	35	35		36	36		37	37		38	38		39	39		40	40		41	41
2.00		34	34		35	35		36	36		37	37		38	38	38	39	39	39	40
2.11	32		33	33		34	34		35	35	35	36	36	36		37	37		38	38
2.24	31	31		32	32		33	33	33	34	34	34		35	35		36	36		37
2,37		30	30		31	31		32	32	32		33	33		34	34		35	35	35
2,51		29	29			30	30		31	31	31		32	32		33	33	33		34
2,66			28	28		29	29	29		30	30	30		31	31		32	32	32	
2,82	26		27	27	27		28	28	28		29	29	29		30	30			31	31
2.99	25			26	26	26		27	27			28	28			29	29			30
3.16	24	24		25	25	25		26	26	26			27	27			28	28		
3,35	23	23			24	24			25	25	25		26	26	26			27	27	
3,55	22	22			23	23	23		24	24	24			25	25	25		26	26	26
3,76	21	21			22	22	22		23	23	23			24	24	24			25	25
3,98	20	20		21	21	21	21		22	22	22	22		23	23	23	23		24	24
4.22	19			20	20	20	20		21	21	21	21		22	22	22	22			23
4,47	18			19	20				20	20	20	20		21	21	21	21			22
4,73			18	18	18				19	19	19			20	20	20	20			21

