

## REMERCIEMENT

## NOMENCLATURE

## INTRODUCTION

### CHAPITRE : I L'ARBRE ..... 1

I-1- Introduction .....	1
I-2- L'arbre .....	2
I-3- Les caractères généraux des bois .....	4
I-4- Propriétés du bois .....	7
I-5- Classification générale des bois .....	12
I-6- Les règles d'utilisation des bois .....	13
I-7- La valeur des contraintes admissibles .....	14
I-8- Défaut des bois .....	15

### CHAPITRE : II MACHINE SCIE CIRCULAIRE ..... 18

II-1- Caractéristique de la machine .....	18
II-2- Montage de lame .....	18
II-3- L'utilisation de la machine .....	19
II-4- Les facteurs déterminants du sciage .....	19
II-5- Le but de sciage .....	20
II-6- Etude de la lame de scie .....	20
II-7- Les opérations des dents et ses travaux .....	27
II-8- L'étude thermique de la lame et l'équilibre dynamique .....	29
II-9- Détermination de la vitesse .....	29
II-10- La scie circulaire à table .....	31
II-11- Sécurité .....	34

### CHAPITRE : III MOTEUR ..... 35

III-1- Principe des moteurs tournants .....	35
III-2- Constitution des moteurs tournants .....	35
III-3- Moteurs asynchrones .....	35

### CHAPITRE : IV ETUDE DU THEORIE DE COUPE ET LES ELEMENTS DE TRANSMISSION ..... 38

#### *PARTIE : 1 ETUDE DU THEORIE DE COUPE ..... 38*

IV-1-1- Notion sur les outils de coupe .....	38
IV-1-2- Description de la partie active .....	38
IV-1-3- Les angles .....	39

IV-1-4- Détermination de valeur de l'angle .....	39
IV-1-5- Disposition des arêtes tranchantes .....	40
IV-1-6- Mouvement de la pièce .....	40
IV-1-7- Effort de coupe avec un mouvement en opposition .....	41
IV-1-8- Angle de levage .....	41
<b>PARTIE : 2 DETERMINATION DU DIAMETRE DE L'ARBRE .....</b>	<b>43</b>
IV-2-1- Détermination de nombre de dent en opération .....	43
IV-2-2- Calcul de la vitesse angulaire .....	43
IV-2-3- Calcul de nombre de dent en travail par second .....	44
IV-2-4- Calcul de l'épaisseur de copeau .....	44
IV-2-5- Calcul de la surface .....	45
IV-2-6- Calcul de la force .....	45
IV-2-7- Calcul de la couple .....	45
IV-2-8- Calcul de la puissance .....	46
IV-2-9- Calcul de la puissance du moteur .....	46
IV-2-10- Calcul du diamètre de l'arbre de l'accouplement .....	46
IV-2-11- Condition de la déformation .....	47
<b>PARTIE : 3 CALCUL DES ELEMENTS DE TRANSMISSION .....</b>	<b>48</b>
IV-3- La courroie .....	48
IV-3-1-Introduction .....	48
IV-3-2- Le coefficient de charge .....	48
IV-3-3- Le choix de profil de la courroie .....	48
IV-3-4- Calcul de la vitesse de la courroie .....	48
IV-3-5- Détermination du diamètre de la poulie menée .....	49
IV-3-6- Calcul de l'entraxe .....	49
IV-3-7- Calcul longueur de la courroie .....	49
IV-3-8- Calcul de l'entraxe réel .....	50
IV-3-9- Calcul tolérance de l'entraxe E .....	50
IV-3-10- Détermination d'enroulement $\beta$ .....	50
IV-3-11- Calcul de coefficient .....	51
IV-3-12- Calcul de la puissance nominale .....	51
IV-3-13- Les fréquences de flexion admissible .....	52
IV-3-14- Détermination de la largeur de la jante B .....	52
IV-3-15- Détermination de la force radial minimale .....	53

IV-3-16- Calcul de la force tangentielle .....	53
IV-3-17- Calcul de la tension minimale de la courroie .....	54
IV-3-18- Calcul longueur du brin de la courroie .....	54
IV-3-19- Calcul de la flexion du brin de la courroie .....	55
<b>PARTIE : 4 DIMENSIONNEMENT DE ROULEMENT .....</b>	<b>56</b>
IV-4- Roulement .....	56
IV-4-1- Définition .....	56
IV-4-2- Les charges radiales $F_{r1}$ et $F_{r2}$ .....	56
IV-4-3- Détermination des réactions aux appuis .....	56
IV-4-4- Détermination de l'effort tranchante .....	57
IV-4-5- Détermination du moment fléchissant .....	57
IV-4-6- Diagramme de l'effort tranchant et moment fléchissant .....	58
IV-4-7- Détermination de la charge axiale .....	58
IV-4-8- Calcul de la charge équivalente .....	58
IV-4-9- Caractéristique de roulement .....	59
IV-4-10 Calcul de la charge axiale .....	59
IV-4-11- Calcul de la charge dynamique .....	60
IV-4-12- Calcul de la durée de vie du roulement. ....	61
<b>PARTIE : 5 VIS DE FIXATION DE ROULEMENT .....</b>	<b>62</b>
IV-5- Le vis du support .....	62
IV-5-1- Définition .....	62
IV-5-2- Vérification du diamètre de vis de fixation de roulement .....	64
<b>PARTIE : 6 CALCUL VIS SANS FIN .....</b>	<b>67</b>
IV-6- Vis sans fin (tendeur du courroie) .....	67
IV-6-1- Caractéristique de vis sans fin .....	67
IV-6-2- Détermination de la vis sans fin .....	67
IV-6-3- Calcul de la contrainte maximale .....	67
IV-6-4- Calcul de contrainte de traction .....	68
IV-6-5- Calcul contrainte de torsion .....	68
IV-6-6- Calcul de la contrainte normale à l'extension .....	69
<b>PARTIE :7 DETERMINATION DE ROUE VIS SANS FIN .....</b>	<b>70</b>
IV-7- Vis sans fin (réglage d'hauteur de scie) .....	70
IV-7-1- Vis sans fin .....	70

IV-7-2- Quelque valeur de la roue vis sans fin .....	75
IV-7-3- Détermination des efforts exercés sur les arbres et les paliers .....	78
<b>CHAPITRE : V ETUDE ECONOMIQUE .....</b>	<b>81</b>
V-1- Les coûts des achats des matériaux .....	81
V-2- Les charges fixes .....	82
V-3- Charge variable .....	82
V-4- Calcul de rentabilité du projet .....	83
V-5- Temps de remboursement .....	85
<b>CHAPITRE : VI ETUDE IMPACT ENVIRONNEMENTAL .....</b>	<b>86</b>
VI-1- Introduction .....	86
VI-2- Cadre législatif .....	86
VI-3- Les principes de base de l'étude d'impact environnemental .....	87
VI-4- Le but de l'étude d'impact environnemental .....	88
<b>CONCLUSION.....</b>	<b>89</b>

## **BIBLIOGRAPHIE**

## **ANNEXES**

*Annexe A : Gamme d'usinage*

*Annexe B : Dessins*

## NOMENCLATURE :

O : Oxygène

CO<sub>2</sub> : Gaz Carbonique

H<sub>2</sub>O : Eau

C15 : Résistance de compression 15%

H15 : Pourcentage d'humidité 15%

$\gamma$  : Angle d'attaque

$\alpha$  : Angle de dépouille

$\beta$  : Angle de taillant

Nd : Nombre de dent par seconde

Fc : Effort de coupe

Rp : Résultante de la résistance à la pénétration de dent

Rh : Résistance horizontale du bois

Ma : Mouvement d'avance

Mc : Mouvement de coupe

Mp : Profondeur de pas

Fa : Force contre le mouvement d'avance

Fp : Force de pénétration de l'outil

Rm: Résistance à la traction

Rp : Résistance pratique à la traction

k : Coefficient de sécurité

Ip : Moment quadratique polaire

G : Module d'élasticité

$\theta$  : Angle de déformation unitaire

C<sub>1</sub> : Coefficient de l'angle d'enroulement

C<sub>2</sub> : Coefficient de charge

C<sub>3</sub> : Coefficient dépendant de la longueur de la courroie

dp<sub>1</sub> : diamètre de la poulie motrice

dp<sub>2</sub> : diamètre de la poulie menée

Z : Nombre de courroie

B : Largeur de la jante

f : Fréquence de flexion

Mf : Moment de fléchissant

$e$  : Coefficient de calcul de roulement

$Y$  : Coefficient de calcul de roulement

$F_{a1}$  : Charge axial 1

$P_1$  : Charge dynamique équivalente sur  $R_1$

$C_1$  : Charge dynamique sur  $R_1$

$L_h$  : Durée de vie de roulement

$n$  : Coefficient du type de roulement

$\sigma_t$  : Contrainte de traction

$\tau_t$  : Contrainte de torsion

$C_s$  : Couple de serrage

$\Delta$  : Diamètre à flancs de filet

$\frac{I_o}{V}$  : Module torsion

$\sigma_{ex}$  : Contrainte normale due à l'extension

$\sigma_1$  : Contrainte idéale

$A_s$  : Section du noyau correspondante

$\sigma_e$  : Limite d'élasticité

$\sigma_{max}$  : Contrainte maximal

$F_{max}$  : Effort maximal

$N$  : Nombre de filet de la vis

$D_5$  : Diamètre primitive de la roue

$m$  : Module standard

$n_4$  : Vitesse de la vis

$Z_2$  : Filet de la roue

$Z_3$  : Filet de la vis

$m_t$  : Module apparent

$m_n$  : Module réel

$\eta$  : Rendement

$\varphi$  : Angle de frottement

$b_n$  : Largeur de la roue

$b$  : Largeur apparent

Da : Diamètre de tête

Df : Diamètre de pied

Pt : Pas apparent

Pnr : Pas réel

$r_{arb}$  : rayon de l'arbre de la roue

$C_{arb}$  : Couple de l'arbre

$C_{vis}$  : Couple de la vis

$F_{tr}$  : Effort tangentiel sur la roue

$F_{x2}$  : Effort axial sur la roue

$F_{r2}$  : Effort radial sur la roue

$R_2$  : Effort radial sur l'arbre de la roue

$L_c$  : Distance entre  $CO_2 = O_2D$

$L$  : Distance entre CD

$I_1$  : Coût estimative

$A$  : Dotation aux amortissements

$n$  : Durée de vie de roulement

$t$  : Taux d'amortissement

$i$  : Taux d'actualisation

$Co$  : Calcule d' actualisation

$I_2$  : Coût d' entretien

$I_3$  : Coût de main d'oeuvre

$Dp$  : Dépense d'exploitation

$Cp$  : Coût opérateur

TRI : Taux de rentabilité interne

VAN : Valeur nette

IP : Indice de profitabilité

CFp : Cash flow

$\frac{I}{CFp}$  : Temps de remboursement

## INTRODUCTION

Le bon respect des règles de l'art dans la construction, particulièrement la menuiserie contribue à exploiter les ressources en fonction des réalités et écologique prioritaire.

L'amélioration des techniques, la simplification des matériels et l'abaissement des coûts restent l'utilité absolue. Les diverses évaluations faites au niveau des entreprises montrent que les besoins d'un tel matériel dans le pays comme Madagascar sont considérables. C'est pourquoi nous avons choisis comme thème de mémoire de fin d'étude « **Etude et conception d'une scie circulaire à bois** »

*CHAPITRE I :*

**L'ARBRE**

## **CHAPITRE : I L'ARBRE**

### **I-1 Introduction :**

L'arbre est un être vivant. Sa vie peut se subdiviser en trois périodes : la jeunesse, la maturité et la vieillesse. Au cours de sa « jeunesse », il croît plus vite en hauteur qu'en diamètre. Quant il atteint sa « maturité », son développement se fait uniquement en épaisseur. Arrivée à un certain stade, sa croissance s'arrête complètement. Il faut alors procéder à l'abattage avant sa « vieillesse », au cours de laquelle le cœur pourrit ou s'effrite, tandis que la masse du bois se déprécie. L'âge de l'arbre bon pour l'abattage varie en fonction des espèces : pour le sapin, par exemple, sa qualité est encore acceptable entre 80 et 100 ans.

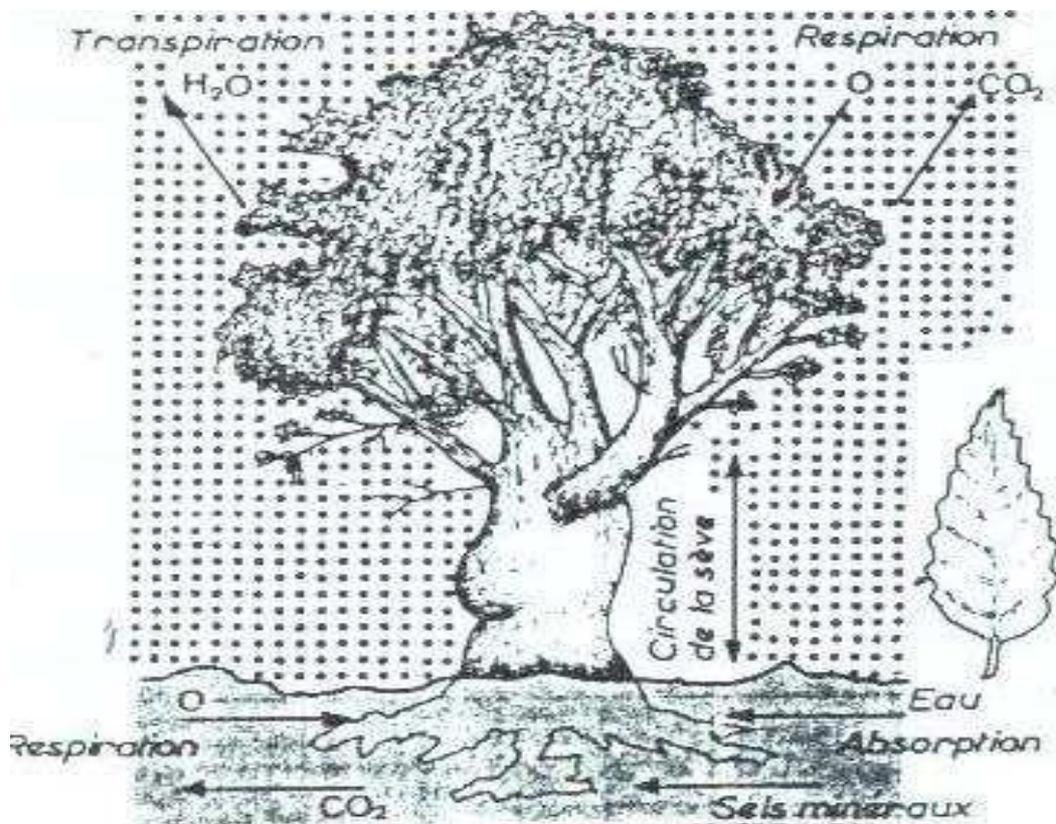
En tant que végétaux, l'arbre se sert de ses racines pour se nourrir. Ces dernières puisent ce dont il a besoin dans le sol. Combinés avec les gaz, tels que l'azote et l'azote, ces produits minéraux constituent « la sève » brute. Ce liquide remonte dans le tronc principal par l'aubier et s'achemine vers les feuilles par l'intermédiaire des branches. Sous l'effet de la lumière et au contact de l'air, la sève brute se transforme, par assimilation chlorophyllienne en « sève élaborée », contenant des matières albuminoïdes, des hydrates de carbone nécessaires à la croissance de l'arbre. Cette sève élaborée redescend en grande partie par le liber. Elle va permettre la formation de cellules et de tissus nouveaux.

## I-2 L'arbre :

En tant qu'être vivant, l'arbre respire et se nourrit. Nous allons parler de cela dans ce sous-chapitre.

### I-2-1 *La respiration de l'arbre* :

Pendant la nuit, l'arbre respire comme les autres êtres vivants : il absorbe de l'oxygène ( $O_2$ ) de l'air et rejette du gaz carbonique ( $CO_2$ ). Le jour, grâce à la lumière du soleil, le phénomène inverse se produit : il retient le gaz carbonique et rejette de l'oxygène dans l'atmosphère : c'est la respiration chlorophyllienne.



**Fig I: 01** Respiration de l'arbre

### I-2-2 *La nutrition de l'arbre*:

L'arbre a besoin de plusieurs éléments nutritifs. Ces produits s'obtiennent de différentes manières.

#### - *La nutrition carbonée* :

La moitié du poids du bois est en moyenne constituée par du carbone. C'est grâce à la respiration chlorophyllienne que l'arbre puisse absorber le carbone contenu dans le gaz carbonique de l'atmosphère.

- *La nutrition azotée :*

Ce sont les racines de l'arbre qui absorbent les composés ammoniacaux et azotés contenus dans les champignons qui peuvent assimiler ces éléments.

- *La nutrition en eau :*

Dans le bois, on trouve en moyenne 40 à 50 % d'eau de son poids.

- l'eau sert de véhicule à l'hydrogène, à l'oxygène, aux composés azotés et divers sels minéraux c'est-à-dire la sève brute qui circule dans le bois
- l'eau est tirée par les poils absorbants des racines. L'ascension de la sève brute se fait par osmose et aspiration des feuilles pour atteindre la chlorophylle.
- l'arbre transpire par les stomates grâce à l'assimilation chlorophyllienne sous l'action des rayons solaires.
- Les racines absorbent l'eau qui est acheminée dans les cellules vivantes de l'aubier

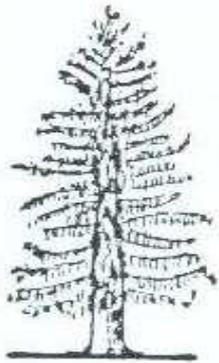
*La nutrition minérale :*

L'arbre a aussi besoin de phosphore, du calcium, de potassium, de soufre, de magnésium, de fer et de manganèse. Il se procure de ces éléments en solution dans l'eau par l'intermédiaire des racines et des feuilles.

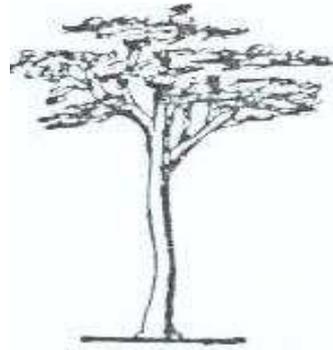
**I-2-3 Structure de l'arbre:**

Sur pied, l'arbre comporte deux parties. La partie souterraine est constituée par les racines qui se réunissent pour former la souche ou corps de racines. Ces racines se ramifient en radiales. La partie aérienne est formée par le tronc, les branches et les feuilles. Le tronc ou fût, dont la base se nomme « patte », est de forme cylindro-conique, plus ou moins élevé. Il se ramifie en branches ou fourches. Ces branches se divisent elles mêmes en rameaux portant les feuilles, persistantes pour la plupart des résineux et caduques pour les autres espèces. L'ensemble de ces branches et rameaux constitue le houppier ou cime, en forme de boule ou de fuseau plus ou moins régulier pour les feuillus et cône pour certains résineux.

Les arbres isolés ont un aspect plus ramené que ceux qui croissent en peuplement : leur tronc est plus court, leur houppier plus fourni. En revanche, ces derniers fournissent un bois plus homogène, exempt de nœud. On peut présumer que le bois fourni par un arbre sera de bonne qualité lorsque le tronc est droit, à croissance régulière, recouvert d'une écorce de texture uniforme, exempt de cicatrices suspectes, d'excroissances de champignon et de pousses végétales parasites., sa partie souterraine où se réunissent les racines,



**Fig I: 02 Sapin**



**Fig I: 03 Pin**

### **I 2-4 constitutions du matériau bois :**

Les matières premières transformées dans les scieries, ou les bois d'œuvre dans l'industrie sont les bois de grume. On appelle grume le tronc ou fût d'un arbre abattu, dépouillé de la tête et des branches. Ces grumes contiennent encore de la sève ou essence, si le bois est encore de bonne qualité.

Les différentes essences d'arbres se distinguent par des formes et des feuillages particuliers permettant aux sylviculteurs et aux forestiers de les reconnaître et de les classer. Mais ce sont surtout les caractéristiques internes des bois, propres à chacun d'eux qui attirent l'attention du scieur, notamment l'aspect particulier des fibres et leur couleur. Cette capacité de distinction ne s'acquiert que par l'expérience et par l'observation quotidienne des sciages. Un certain nombre de caractères généraux communs à tous les bois reposent sur le mode de développement et de croissance de l'arbre.

### **I-3 Les caractères généraux du bois:**

L'arbre est un végétal, être vivant et organisé, qui se nourrit par le sol et par l'air. De la souche ou racine partent les vaisseaux transportant la sève montante contribuant à la formation du bois, des feuilles. La sève transformée redescend par des vaisseaux contigus à l'écorce formant le liber séparé du bois par le cambium.

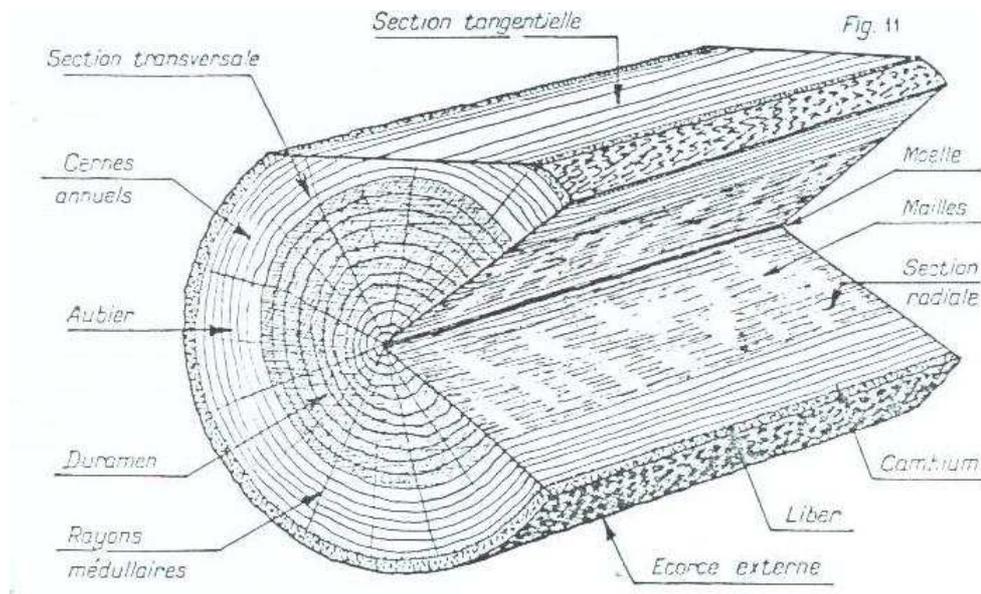
#### **I-3-1 *Structure du bois :***

En général, la grume est constituée par plusieurs couches :

- ▶ L'écorce extérieure
- ▶ Le liber contenant les vaisseaux de sève descendants
- ▶ Le cambium est la partie active de l'arbre en évolution, dont la face externe donne annuellement une pellicule de liber et la couche interne une épaisseur de bois neuf dénommé aubier.

► Le bois, dont les couches extérieures sont constituées d'aubier plus tendre, contenant des vaisseaux de sève ascendants, puis en se dirigeant vers le centre le cœur, ou bois parfait.

► La moelle au centre de l'arbre qui est souvent difficile à distinguer dans les arbres âgés.



**Fig I: 04 Coupe d'un tronc d'arbre**

(Coupe montrant la structure et la formation du bois)

Dans le bois, il y a des rayons émanant du centre ou orientés dans sa direction, et contenant des vaisseaux radiaux servant de véhicule à une substance molle analogue à la moelle : ce sont les rayons médullaires.

Le cœur de l'arbre est ainsi entouré d'arceaux concentriques ou cernes qui correspondent à la progression en diamètre. Ils résultent de la formation annuelle d'une nouvelle couche d'aubier au voisinage de l'écorce.

On voit donc qu'il est possible de déterminer l'âge d'un arbre en comptant le nombre des cernes, puisqu'il se forme une couche chaque année. Leur distinction est d'ailleurs rendue aisée par la ligne de démarcation due à la texture du bois de printemps qui est moins serrée et plus claire que celle du bois d'automne. Cependant, dans les régions à température presque constante et en particulier dans les régions tropicales, les variations sont aussi déterminées par le passage annuel d'une saison chaude à une saison fraîche : les anneaux correspondent aux périodes de pluie qui peuvent se renouveler plusieurs fois au cours d'une année. Cela rend impossible l'évaluation de l'âge de l'arbre d'après le nombre des couches d'accroissement.

- Vieillesse de l'arbre :

Au cours de la croissance, les couches centrales participent de moins en moins à la vie de l'arbre. Elles sont parfois le siège de maladies qui se propagent par le canal médullaire central dont la moelle a totalement disparu. Sur les très vieux arbres, cette attaque du cœur par la pourriture est appelée « retour ». Le bois de qualité doit provenir d'arbres sains, non atteints par ce retour.

- Aubier :

L'aubier est parfois de teinte plus claire que le bon bois. Il est souvent proscrit des travaux de menuiserie, non seulement parce qu'il manque de résistance, mais surtout parce qu'il est sujet à l'échauffement et à la pourriture. Lorsque les couches de bois parfait sont très rapprochées les unes des autres, le bois est dit plein ou serré.

- Coupe longitudinale d'un arbre :

Le tronc d'un arbre présente en général la forme géométrique d'un tronc de cône très allongé, de telle sorte que la croissance progressive en diamètre, identifiée par l'examen de la coupe transversale, montre la superposition d'une série de surfaces tronconiques s'emboîtant les unes dans les autres à la façon d'une pile de chapeaux. Donc, si on pratique une coupe longitudinale et radiale de l'arbre, passant par le centre, on découvre dans la coupe sur quartier ainsi obtenue une série de lignes d'allure sensiblement rectiligne, qui convergent très haut vers le sommet de l'arbre. Ces lignes correspondent aux génératrices successives de troncs de cône superposés comparables à des fez marocains empilés.

D'autre part si la section d'un cône par un plan parallèle à l'axe est une hyperbole, c'est-à-dire une courbe présentant un sommet orienté vers la pointe du cône, on comprend pourquoi un trait de scie tangentielle (parallèle à l'axe) puisse donner comme intersection dans cette pile de troncs de cône plus ou moins déformés une suite de pics irréguliers tous dirigés dans le même sens.

C'est le dessin flammé obtenu dans le débit sur dosse et qui est parfois utilisé en menuiserie pour des effets décoratifs sur parements visibles. Ces débits, ainsi que nous le verrons, a toutefois l'inconvénient de donner des bois contretaillés, c'est-à-dire dont la direction des fibres sont obliques par rapport au trait de scie. Ce qui réduit la résistance des planches qui ont tendance à s'incurver en « tirant au cœur ».

### **I-3-2 Caractères particulières du bois:**

Dans une même essence, le bois présente des caractères particuliers :

Il existe des variations secondes de structure, qui entraînent des modifications de ses propriétés. Ces variations sont dues à l'âge de l'arbre et aux conditions qui ont présidé à sa croissance. En effet, les conditions de vie de l'arbre ont un impact dans :

- la formation des cernes annuels
- la synchronisation de la formation des parois des cellules avec les couches.

- la composition chimique du bois

### **I-3-3 Conditions de vie:**

Les conditions de vie de l'arbre susceptibles de modifier la structure du bois sont :

- *La nature du sol :*

La composition chimique du sol et l'humidité qu'il reçoit font varier l'épaisseur des accroissements et le poids du bois. Ainsi, un arbre poussant dans un milieu humide donne un bois plus lourd que celui qui vit dans un endroit sec.

- *Le climat :*

La croissance de l'arbre ainsi que sa propriété physique sont conditionnées particulièrement par le climat. En saison fraîche, par exemple, l'arbre croît plus rapidement qu'en saison chaude.

- *Les conditions de peuplement :*

L'arbre vit parfois isolé. Mais le plus souvent, il forme avec d'autres arbres un peuplement forestier. Suivant que cette forêt est claire ou serrée en fonction de la façon selon laquelle elle est exploitée, les conditions de nutrition changent et la structure du bois en ressent les conséquences.

Pour définir exactement un bois, il faut donc fixer sa provenance avec les particularités caractérisant le sol, le climat, le peuplement. Les conditions essentielles ayant des répercussions sur la qualité du bois sont : la région d'origine, la nature du sol et le type de peuplement.

### **I-4 Propriétés du bois:**

Les propriétés du bois sont définies par :

- sa structure chimique
- son aspect physique
- son caractère mécanique

#### **I-4-1 Propriétés chimiques :**

- *La combustibilité :*

Le bois est combustible. Cette propriété est intéressante pour le chauffage domestique, mais entraîne le grave inconvénient de risques d'incendie. Par exemple, le pouvoir calorifique absolu du bois correspond à la chaleur dégagée par 1[kg] de bois complètement sec. Il varie entre 2000 et 4000 calories.

Il est sensiblement proportionnel à la densité du bois. Donc, le pouvoir calorifique du sapin est plus élevé par rapport à celui des bois légers et inférieur à celui du pin.

- *La durabilité :*

Les bois durables présentent un aubier et un duramen différenciés. Généralement, la durabilité varie en fonction du poids. C'est ainsi que :

- les bois très lourds comme l'ébène sont imputrescibles.
- les bois mi-lourds comme le pin se conservent bien.

- les bois très légers comme le poirier s'abîment rapidement.

Toutefois, à l'air libre, des exceptions à cette règle sont observées :

- Le palissandre à texture forte est de durabilité moyenne
- Le sapin est peu durable.

#### **I-4-2 Propriétés physiques :**

Les propriétés les plus immédiates qui forment la base de l'expérience professionnelle du scieur sont les propriétés sensibles suivantes:

- La texture
- La couleur
- L'odeur
- La rétractibilité
- La densité

##### **- la Texture :**

La texture s'apprécie par le toucher et par la vue. Elle diffère d'abord pour un même échantillon selon la position du plan de coupe par rapport au centre de l'arbre et au fil du bois.

En définitive, ces diverses coupes d'un même échantillon de bois, qui font apparaître la différence de texture dans trois plans différentes perpendiculaires entre eux, révèlent l'une des caractéristiques fondamentales du bois, l'hétérogénéité, c'est-à-dire la différence des propriétés suivant la direction.

Le grain du bois dépend de l'épaisseur des accroissements annuels. On admet, par exemple pour les bois résineux, que le grain est assez fin, si les cernes ont moins de 5[mm] d'épaisseur.

La propriété relative de bois de printemps et de bois d'automne fait varier la texture du bois. On qualifie de bois à texture moyenne ceux dont le bois d'automne occupe de 1/3 à 2/3 de l'accroissement annuel. A moins de 1/3, la texture est lâche, avec plus de 2/3, elle est serrée. Lorsque le bois de printemps diffère peu en qualité du bois d'automne (Ebène, Acajou...), le bois est alors plus homogène. Il est dit gras.

Le grain et la texture d'un bois sont toujours très variables, ainsi qu'il a été expliqué au paragraphe traitant de l'évolution de l'arbre et les conditions de végétation.

Il y a donc que rarement des caractéristiques de grain et de texture spécifique d'une essence. C'est ainsi que le pin, suivant qu'il a poussé en plaine ou milieu humide, fournit pour une même variété un bois tendre à grain fin convenant à la menuiserie, ou au contraire un bois dur et nerveux utilisé pour la charpente.

- la Couleur :

Chaque essence a une couleur qui lui est propre, résultant de produits tinctoriaux fabriqués dans le bois par la sève. On remarque que le cœur est plus foncé que l'aubier.

Par ailleurs, le bois fraîchement débité n'a pas la même intensité de coloration que le bois sec.

- l'odeur :

De même, chaque essence à une odeur particulière qui dépend des huiles, résines, tannins qu'elle renferme. Le bois altéré dégage une odeur filetée, par exemple, le palissandre, la femelle...

- La rétractibilité :

C'est la propriété du bois de diminuer de volume selon que son degré d'humidité s'abaisse au-dessous du point de saturation.

Lorsque le bois perd de l'humidité, ses dimensions diminuent et il prend du retrait. Quand il absorbe de l'humidité, son volume augmente.

La rétractibilité du bois varie en fonction de :

- Sa densité : un bois dur peut connaître un retrait important
- La largeur des cernes : un arbre avec des cernes larges est plus nerveux et présente un retrait plus important qu'un arbre à accroissement fin.

Remarque : La rétractibilité ne change pas avec l'âge du bois

Valeur du coefficient de rétractibilité	Qualification des bois	Utilisation
0.55 à 1 %	Très nerveux	Bois débités sur quartier
0.35 à 0.55 %	Nerveux	Bois de qualité charpente
0.15 à 0.35 %	Peu nerveux	Bois de qualité menuiserie et ébénisterie

**Tableau I: 01 La valeur du coefficient de rétractibilité**

- La densité :

=> La densité réelle du bois est celle de la cellulose = 1.54

=> La densité spécifique du bois est inférieure à la densité réelle à cause des vides cellulaires.

La variation de la densité est fonction de :

- La largeur des cernes :

Chez les résineux avec :

- des cernes fins et réguliers, la densité est forte.
- des cernes larges, elle est plus faible.

Chez les feuillus

- à cernes homogènes, la densité est indépendante de la largeur des cernes.

-à cernes hétérogènes, elle augmente avec l'épaisseur du bois d'été

- La partie de l'arbre :

- le bois de la patte de l'arbre est dense.
- le bois de branches varie selon l'espèce :
  - ▶ celui des résineux est plus dense que celui du tronc.
  - ▶ celui des feuillus est moins dense que celui du tronc.

### I-4-3 Propriétés mécaniques :

La propriété mécanique est influencée par la densité et l'humidité du bois

- **La résistance à la compression :**

- La compression axiale dite en « BOUT » :

*Pour les pièces courtes :* sont considérées comme courtes, les pièces dont la longueur ne dépasse pas cinq fois la largeur de leur petit côté. Sous une charge, ces pièces éclatent selon un plan de faible résistance.

Le tableau suivant montre la résistance à la compression par valeur croissante de quelques espèces, en particulier les résineux tendres et les feuillus. On constate une nette résistance des feuillus par rapport aux résineux.

Résineux		Feuillus			
Catégories	Résistance C15[kgf/cm <sup>2</sup> ]	Tendres	Mi durs C15	Durs	Très durs
Inférieure	250-350	200-300	275-375	400-500	500-600
Moyenne	350-450	300-400	375-475	500-700	600-800
Supérieure	450-600	400-600	475-600	700-800	800-1000

**Tableau I: 02 La valeur de la résistance à la compression**

Pour les pièces longues : Leur rupture se produit par flambage ou flexion latérale sous une charge d'autant plus faible que leur élancement est plus grand. Leur résistance varie selon que les pièces sont encastées ou articulées à une ou deux extrémités.

- Compression transversale dite de « FLANC » :

La compression perpendiculaire aux fibres du bois est de trois à cinq fois inférieure à la résistance à la compression axiale.

- **La résistance à la traction :**

- La résistance à la traction axiale :

La rupture des pièces a lieu toujours aux liaisons qui doivent être exécutées et renforcées soigneusement.

- La résistance à la traction perpendiculaire aux fibres :

Les fibres du bois résistent très bien à la traction transversale, mais non les matières qui les unissent.

Qualification	Valeur de la cote d'adhérence	Echelle de comparaison
Peu adhérents	0.15 à 0.30	Bois de fente
Moyennement adhérents	0.30 à 0.45	Bois d'usage
Très adhérents	0.45 à 0.60	Bois résistant

**Tableau I: 03 La valeur de la résistance à la traction**

● **La résistance à la flexion :**

- La flexion statique :

Une pièce chargée progressivement s'incurve en décrivant une flèche de plus en plus grande puis se rompt. Toutes les fibres d'une poutre fléchie ne réagissent pas de la même manière :

- celles de la partie concave travaillent à la compression
- celles de la partie convexe sont tendues et s'allongent

Entre les fibres comprimées et les fibres tendues, existent des fibres neutres qui ne varient pas de longueur.

La résistance à la flexion statique est :

- importante et la pièce quitte ses appuis sans casser
- moyenne sans que la pièce casse et quitte ses appuis
- faible et la pièce se rompt

- La flexion dynamique :

La résistance au choc du bois est grande.

**La fissilité :** C'est une aptitude des matériaux fibreux au fendage à se diviser dans le sens longitudinal sous l'action d'une force. Le décollement des éléments du bois se produit suivant des surfaces peu résistantes, par exemple, le rayon ligneux.

L'adhérence des fibres dépend de la structure du bois et des conditions de vie de l'arbre.

Le bois humide est moins fissile que le bois sec, et le fendage des bois procure des merrains.

La fissilité varie en fonction des espèces :

- les sapins sont plus fissiles que les pins
- les bois durs sont plus fissiles à fendre

- **La résistance au cisaillement :**

On distingue

- Le cisaillement transversal :

Sous l'effort d'une pression perpendiculaire aux fibres, le bois péricite par compression transversale avant que l'effet de cisaillement ne devienne dangereux.

- Le cisaillement longitudinal :

La rupture du bois se fait parallèlement aux couches annuelles qui glissent les unes sur les autres suivant un plan radial. Elle est moindre lorsque le plan est tangentiel. Cet effort fait périciter les pièces de bois qui comportent une interruption des fibres par une entaille ou un trou.

- La dureté :

On observe :

- qu'un bois dense et dur
- qu'un bois humide est moins dur qu'un bois sec
- qu'à l'usinage, la dureté du bois diffère dans le sens axial et le sens transversal.

La dureté se manifeste par :

- la difficulté à enfoncer des pointes
- la résistance à l'usure du bois.

### **I-5 Classification générale des bois:**

Il existe plusieurs méthodes de classification de bois.

#### ***I-5-1 En tenant compte de leur valeur marchande ou de leur usage :***

Selon cette méthode de classification, on distingue quatre types de bois :

- Les bois des services :

Ils comprennent les bois de mine, les bois des traverses de chemin de fer, les poteaux télégraphiques, mâts de levage, les pèches à houblon etc..., leur valeur est évidemment inférieure.

- Les bois industriels ou bois d'œuvre :

Ils se répartissent en nombreuses catégories, suivant l'emploi : bois de fente ou merrains (comme les douves, les lattes, échelas, cercles de tonneaux), bois de charpente, bois de parquet, de menuiserie, d'ébénisterie, bois de caisse, de vannerie, de charronnage, de manière, de sabotage, de modelage, de lutherie, etc.

- Les bois de chauffage ou bois de feu :

Employés comme combustibles, ce sont des bois bruts ou de fente ou des déchets de bois de sciage.

- Bois de teinture :

Ils sont recherchés pour les matières colorantes qu'ils contiennent.

### **I-5-2 Classification d'après le feuillage :**

En fonction du feuillage, les bois se répartissent en :

- Essences feuillues :

Ce groupe comprend tous les arbres pourvus de feuilles larges bien développées. La majorité des arbres de nos contrées en font partie.

- Essences résineuses :

Ils se caractérisent, outre la résine, par des feuilles étroites et persistantes et par un fruit conique.

### **I-5-3 Classification d'après la propriété :**

En partant de la dureté, de la finesse du grain, on obtient les quatre groupes suivants :

- Les bois durs :

Les bois durs sont les plus difficiles à scier. Ils sont utilisés dans les constructions. Leurs qualités sont : la densité, la résistance, l'élasticité, la durée. On y trouve comme essences : le palissandre, l'acajou, l'ébène...

- Les bois blancs :

Ils comprennent les essences moins dures, moins foncées en couleur, plus légères et de moindre durée que les précédentes.

- Les bois résineux :

Ils appartiennent tous à la famille botanique des conifères. Ils présentent, en même temps des qualités de résistance et de durée moins appréciées en construction. Cependant, ils se travaillent et se débitent très facilement. Les espèces les plus utilisées sont le sapin et le pin.

- Les bois fins :

Ils sont de dureté parfois supérieure à celle des bois durs, mais de structure plus homogène et de grain plus fins, particulièrement recherchés en ébénisterie. Selon leur origine, on distingue :

- Les bois fins indigènes, ou bois fins de pays tels que le poirier, le pommier...
- Les bois fins exotiques comme l'acajou, l'ébène, le palissandre.

Enfin il convient de faire une place spéciale aux bois coloniaux qui sont utilisés couramment en menuiserie et en ébénisterie. Leur étude, aussi bien au point de vue des propriétés physiques que de leur usinage, a fait l'objet des récentes recherches et de traités spéciaux.

### **I-6 Les règles d'utilisation des bois:**

Deux paramètres déterminent la solidité des constructions :

- ▶ bien choisir les bois à mettre en œuvre
- ▶ bien respecter leurs propriétés mécaniques

### **I-6-1 Les classements technologiques des bois :**

En matière de technologie, les bois se répartissent en trois catégories :

#### **- Les bois de la catégorie 1**

Ce sont des bois à haute résistance, exempts d'échauffures, de pourritures, des piqûres d'insectes, des nœuds.

Ils ont les caractéristiques suivants : un fil dans la pente maximum est de 7% sur une face, une densité maximum de 0,80, des nœuds sains, adhérents, non groupés de 30[mm] de diamètre au maximum, en particulier :

- Les résineux avec des cernes d'une épaisseur inférieure à 3 [mm]
- Les feuillus avec des accroissements d'une épaisseur supérieur à 7 [mm]

#### **- Les bois de la catégorie 2**

Ce sont les bois à résistance moyenne. Ils sont exempts des défauts ci-dessus, sauf pour les nœuds qui sont plus apparents.

Comme caractéristiques, ils ont un fil dont la pente maximum est de 12% sur une face, des nœuds sains, adhérents, non groupés de 40[mm] de diamètre au maximum, une densité variable :

- Les résineux avec des cernes d'une épaisseur inférieure à 5[mm], une densité maximum de 0,45
- Les feuillus avec des accroissement d'une épaisseur supérieure à 4[mm], une densité minimum de 0,75

#### **- Les bois de la catégorie 3**

Ce sont les bois de qualité courante. Ils sont exempts de défauts mais avec des nœuds plus évidents.

Ils ont les caractéristiques suivants : un fil dont la pente maximum est de 18% sur une face.

- Les résineux avec des accroissements d'une épaisseur inférieure à 10[mm]
- Les feuillus aux cernes plus fins d'une densité moindre que celle des bois

précédemment cités.

### **I-7 La valeur des contraintes admissibles:**

Les fatigues de sécurité admissibles sont les suivantes :

#### **- A la compression axiale :**

- ▶ Bois de catégorie 1 et 2 :  $\frac{1}{4}$  de la contrainte à la rupture
- ▶ Bois de la catégorie 3 :  $\frac{1}{5}$  de la contrainte à la rupture.

#### **- A la traction parallèle aux fibres :**

Dans chacune des catégories des bois, les contraintes admissibles à la compression axiale sont augmentées de 20%

- A la flexion :

Dans chacune des catégories des bois, les contraintes admissibles à la compression axiale sont augmentées de 10%

- Au cisaillement longitudinal :

Dans chacune des catégories des bois, on constate ¼ de la contrainte de rupture

Le tableau suivant exprime les valeurs des contraintes admissibles à défaut d'essais (H 15)

Mode Sollicitation	Contraintes admissibles en hectopièzes [Kgf /cm <sup>2</sup> ]					
	Catégorie 1		Catégorie 2		Catégorie 3	
	Résineux	Bois dur	Résineux	Bois dur	Résineux	Bois dur
Compression axiale	100	110	90	100	70	80
Compression transversale	15	30	15	30		
Traction parallèle aux fibres	120	130	110	120	80	90
Flexion	110	120	100	110	75	85
Cisaillement longitudinal	12	15	12	15	10	12

**Tableau I: 04 La valeur de la contrainte admissible**

**I-8 Défaut des bois :**

Le bois peut présenter des anomalies appelées vices ou tires qui en modifient les propriétés et restreignent les possibilités d'emploi. On est donc amené à définir les anomalies et à déterminer dans quelle mesure les bois qui en sont atteints doivent être exclus d'un emploi déterminé. En particulier, les cahiers des charges doivent énoncer nettement les vices entraînant le rebut du bois et indiquer de façon précise l'importance des vices que l'on peut tolérer.

▪ La nature des anomalies :

Les anomalies peuvent provenir :

- d'un phénomène de croissance ou de structure.
- d'accident extérieur
- de la dessiccation du bois

▪ Les défauts des bois par catégorie :

Les défauts des bois sont répartis en deux catégories :

**« Catégorie 1 : « Les Nœuds »**

Ils se forment lorsque la base des branches est englobée progressivement dans le tronc de l'arbre par suite de son accroissement en diamètre.

*- Formes de nœuds :*

Leur forme dans les pièces débitées est liée à l'orientation du trait de scie par rapport à l'axe de la branche :

▶ Les nœuds de forme circulaire ou ovale proviennent d'un débit perpendiculaire à l'axe de la branche.

▶ Les nœuds plats proviennent d'un débit parallèle à l'axe de la branche. Ils diminuent sensiblement la résistance mécanique des pièces de bois débitées.

*- Grosseurs des nœuds :*

Ils sont considérés comme :

- ▶ Très petits lorsque leur diamètre est inférieur à 5[mm]
- ▶ Moyens lorsque leur diamètre varie entre 15 à 25 [mm]
- ▶ Gros pour un diamètre entre 26 et 39 [mm]
- ▶ Très gros lorsque le diamètre est supérieur à 40 [mm]

*- Les diverses sortes de nœud :*

▶ Les nœuds vivants, sains, adhérents au bois sont issus de branches vivantes au moment de l'abattage de l'arbre

▶ Les nœuds morts proviennent de l'élagage des branches ils apparaissent comme :

- Des chevilles enfoncées dans le tronc de l'arbre
- Des pastilles noires qui se détachent en cours d'usinage des pièces de bois.

▶ Les nœuds recouverts, inclus dans le tronc de l'arbre, ont pour origine des branches disparues par un élagage naturel ou artificiel.

*- Les inconvénients des nœuds :*

Ils peuvent être d'ordre divers

D'ordre physique :

- ▶ La dureté des couches annuelles du tronc est moindre que celle des branches.
- ▶ Au séchage, le retrait du bois du tronc est moindre que celui des branches. Il en résulte

pour les nœuds vivants des déformations et des fentes de retrait, et les nœuds noirs un manque d'adhérence avec le bois.

D'ordre mécanique :

- ▶ ils diminuent la résistance mécanique des pièces de bois en flexion
- ▶ ils augmentent les difficultés d'usinage des bois et les risques d'accidents avec les machines portatives.

D'ordre esthétique :

Ils troublent l'éveinage et la teinte du bois. Ils proviennent essentiellement « **des couches annuelles irrégulières du bois** ». Elles ont pour causes :

- *L'excentricité du cœur de l'arbre :*

Les arbres penchés fabriquent du bois de tension et du bois de compression d'une teinte différente

- *les résineux présentent un bois :*

- ▶ De tension peu développé, de teinte rougeâtre ou brunâtre
- ▶ De compression très développé

- *les feuillus présentent un bois :*

- ▶ De tension très développé, peu lignifié, chanvreux
- ▶ De compression constitué de cernes minces de forte texture.

■ Catégorie 2 : « Les Altérations »

On distingue trois types d'altération :

- *Les colorations anormales :* Certains bois offrent dans les parties centrales de l'arbre de coloration anormale, indices d'un changement de composition chimique entraînant une modification de propriété. Si ces modifications affectent la qualité du bois, elles peuvent entraîner le rebut.

- *Les pourritures :* C'est une modification profonde de la composition chimique du bois due à l'action d'un champignon vivant dans les tissus ligneux. Cette action se manifeste extérieurement par un changement de consistance et de coloration du bois. On distingue les pourritures d'après la couleur du tissu altéré : pourriture blanche ou pourriture rouge. C'est une altération très grave enlevant au bois ses propriétés caractéristiques et nécessitant l'exclusion.

- *le bleuissement :* On observe souvent dans l'aubier des résineux, une teinte d'un bleu noirâtre due à l'action d'un champignon. Contrairement à l'opinion répandue, le bleuissement ne modifie pas sensiblement les propriétés du bois, ni sa résistance.

*CHAPITRE II :*

**MACHINE SCIE CIRCULAIRE**

## **CHAPITRE II : LA MACHINE SCIE CIRCULAIRE**

### **II-1 Caractéristique de la machine:**

La scie circulaire se compose d'une lame en forme de disque portant à sa périphérie les dents coupantes. Cette lame est montée en porte à faux à l'extrémité d'un arbre horizontal tournant à grande vitesse sur deux paliers, sous la table de la scie. Une partie seulement du disque, c'est-à-dire un segment, émerge au dessus du plan de la table.

L'arbre portant le disque scie est le plus souvent commandé par une courroie qui s'enroule sur une poulie fixe calée à l'autre extrémité de l'arbre.

L'épaisseur de la lame doit être suffisante pour présenter une rigidité convenable pendant le travail et résister à la pression dans le trait. Cette épaisseur est toutefois une cause de perte importante de bois, qui est transformé en sciure, et de consommation de puissance appréciable.

Aussi l'emploi de la scie circulaire n'est guère économique pour les traits de grande hauteur et le seul avantage de cet engin de sciage est sa simplicité de fonctionnement.

On est parvenu à réduire au minimum l'épaisseur des lames en utilisant de l'acier demi dur spécial trempé, et en faisant subir au disque un martelage particulier qui lui confère un état de tension ou raideur le maintenant parfaitement plan, malgré l'échauffement dans le trait.

Les scies circulaires sont employées dans les scieries pour l'équarrissage des grumes, pour aligner les planches et plateaux, les refendre de la perte en sciure qu'elles occasionnent, pour le débit en planche des quartelots.

Elles sont surtout utilisées avantageusement pour le tronçonnage des échantillons tombant de la scie à débit.

### **II-2 Montage de lame:**

Les lames des scies circulaires se montent en bout d'arbre. Un écrou les bloque et provoque leur serrage entre deux flasques qui s'appuient sur une embase de l'arbre.

Afin d'éviter le dressage de l'écrou pendant la reptation, celui-ci est parfaitement fileté à gauche, mais l'entraînement de la scie est mieux assuré avec un goujon excentré qui pénètre dans un trou de la lame.

La scie ne doit jamais être emboîtée à force sur son arbre. Il faut bien faire attention à ce que cet arbre ne chauffe pas pour éviter que la scie ne chauffe elle-même et se détende. Il faut aussi avoir soin que les rondelles du centre soient bien planes et qu'il ne s'y trouve aucun corps étranger au moment du serrage des écrous. La scie doit tourner parfaitement ronde pour obtenir une bonne coupe.

L'alésage de lame est exprimé en 1/10 de [mm]. L'ajustement de la lame sur l'arbre se fait à frottement dur. Avec de tolérance de : L'alésage  $\begin{cases} +0,050 \\ -0 \end{cases}$

L'arbre  $\begin{cases} +0 \\ -0,050 \end{cases}$

### **II-3 L'utilisation des machines:**

La scie circulaire est utilisée dans différentes tâches.

#### **II-3-1 Le sciage du bois :**

- **en cas de sciage** d'équerre, on l'effectue
  - ▶ D'après un tracé : cette façon de procéder est dangereuse et peu précise
  - ▶ Avec un guide et sans tracé : on obtient un sciage précis et productif.

Il y a des opérations, qui nécessitent l'utilisation de guide :

- ▶ Court pour les sciages de débit.
- ▶ Long pour les sciages de finition.
- **en cas de sciage** oblique :
  - ▶ On réalise le sciage en inclinant la lame de scie c'est-à-dire de fausse équerre.

#### **II-3-2 Le calibrage :**

Cela varie en fonction du type de calibrage à réaliser.

- **calibrage** des pièces en sifflet :
  - ▶ Pour le sciage en série, on applique contre le guide une cale de forme appropriée tenue à la main.
- le profilage :
  - ▶ Faire des feuillures
  - ▶ Des rainures en une ou plusieurs passes avec un outil qui convient.

#### **II-3-3 Le sens du débit :**

- ▶ Le sciage longitudinal et le sciage transversal

### **II-4 Les facteurs déterminants du sciage:**

Avant de faire le sciage, il faut connaître

#### **II-4-1 La structure du bois présent:**

- ▶ L'écorce externe
- ▶ Le cambium
- ▶ Le liber
- ▶ La moelle au centre de l'arbre
- ▶ Les rayons médullaires
- ▶ l'aubier

#### **II-4-2 La dureté de bois :**

La dureté de bois se caractérise par la résistance à l'action des outils, des pointes à l'usure, c'est-à-dire par la difficulté qu'il présente à se laisser travailler. Elle varie sensiblement comme le carré du bois spécifique.

#### **II-4-3 L'humidité des bois :**

- pour les bois verts, le sciage est facile.
- pour le bois sec, le sciage est rendu plus difficile parce qu'il en résultera pour chaque dent une fatigue moindre.

#### **II-4-4 Le sens du débit :**

- ▶ le sciage longitudinal, la vitesse de sciage est grande.
- ▶ le sciage transversale, la vitesse de sciage est faible.

#### **II-4-5 La grosseur de pièce :**

L'épaisseur minimum de la pièce sciée est en fonction de diamètre de scie, mais dans notre cas l'épaisseur de pièce sciée est de 66 à 80[mm]

#### **II-4-6 Le type de la machine :**

Le but de notre sujet est une étude et de faire la conception d'une scie circulaire.

#### **II-4-7 La trajectoire des arrêtes tranchantes :**

La trajectoire de la lame de scie circulaire et la trace des arrêtes tranchante sont curviligne sur le circulaire.

### **II-5 Le but de sciage:**

Le sciage est une opération qui consiste à diviser la pièce de bois provenant de l'arbre abattu, en plusieurs parties, au moyen d'un outil spécial appelé scie.

#### **II-6 Etude de la lame de scie:**

Lorsqu'on commande une lame de scie circulaire, il faut avoir soin d'indiquer

##### **II-6-1 La nature des arêtes tranchantes :**

Elles sont faites :

- En acier fortement allié
  - au carbone nickel
  - au nickel chrome
- En stellite, c'est-à-dire en alliage sans fer
- En carbure de Wolfram

**II-6-2 La denture de lame :**

Par définition le calcul de nombre de dent est de :

$$Z = \frac{\pi \cdot D}{P} \quad \text{(II-01)}$$

Avec Z = nombre de dent [dent]

D = diamètre de disque [mm]

P = le pas [mm]

On distingue pour les scies circulaires trois catégories générales des dentures

- *La denture triangulaire couchée* : suivant que l'affûtage est exécuté au tiers point ou à la meule, le fond du creux est à angle vif ou arrondi. On a donc la denture couchée ordinaire et la denture couchée à fond arrondi. Il n'est pas possible d'exécuter avec cette denture des traits des grandes hauteurs à grandes vitesses car l'espace entre les dents est insuffisant pour loger la sciure produite. Aussi, elle est réservée pour de petits travaux et le sciage des bois durs.

H = hauteur de dent en [mm]

P = Pas en [mm]

r = rayon de courbure en [mm]

$$H = \frac{P}{2} \quad \text{et} \quad r = \frac{H}{3} \quad \text{(II-02) et (II-03)}$$

- *La denture à crochet* : Dans laquelle les dents consécutives sont séparées par un intervalle. Elle est utilisée pour les traits des grandes hauteurs quand on ne dispose pas d'une meule émeri pour l'affûtage permettant d'obtenir la denture à crochet. Cette dernière est préférable, car son guidage dans le trait étant meilleur, elle donne un plus beau sciage (Par exemple : rayures). La denture à crochet est la denture moderne des scies circulaires car elle permet dans l'excellente condition de coupe et de dégagement de la sciure les débits à grandes vitesses.

$$H = \frac{P}{2} ; \quad r = \frac{H}{3}$$

- *La denture perroquet* : Lorsque la partie arrière ou dos de la dent est courbe, c'est la denture à bec de perroquet. Le fond rond de la gorge offre l'avantage d'éviter les amorces des criques et la dent est plus résistante que la denture à mécanique.

$$H = \frac{P}{2} ; \quad r1 = P ; \quad r2 = \frac{P}{2} ; \quad r3 = \frac{P}{3} \quad \text{(II-04), (II-05) et (II-06)}$$

**II-6-3 La disposition des tranchants :**

- la coupe frontale droit est réservée au délignage
- la coupe frontale oblique est utilisée pour la finition.

**II-6-4 La liaison des dents avec le corps de la lame :**

- Les dents sont taillées sur leur support
- Les dents sont chargées en bout
- Les dents amovibles

**II-6-5 Les angles des coupes :**

Le contour de la dent comprend le devant et le dos

► C'est le devant de la dent ou front qui attaque le bois. Pour cette raison, on nomme angle d'attaque «  $\gamma$  » l'angle formé par la ligne droite du front et la perpendiculaire à la trajectoire de la pointe.

► L'angle de dépouille «  $\alpha$  » est constituée par la droite de dos issue de la pointe et la direction de la trajectoire de cette pointe, tangente à la circonférence de coupe pour une circulaire

► L'angle détaillante «  $\beta$  » est déterminée par le devant et le dos est l'angle dépouille de la dent

Alors la somme de ces trois angles vaut  $90^\circ$

C'est-à-dire que  $\alpha + \beta + \gamma = 90^\circ$  **(II-07)**

La valeur des angles a adopté pour le sciage dépend de la réaction ou difficulté des bois à la coupe. Il est à remarquer que cette difficulté au sciage n'est pas toujours correspondante au classement d'un bois dans la gamme de dureté. Certains bois tendres sont très difficiles à scier, cela est fréquent pour le bois dur ou tendre ou massif.

D'une façon générale, plus le bois est dur ou difficile à scier, plus l'angle du taillant ou l'angle de plein bec «  $\beta$  » doit être grand, et plus doit être réduit l'angle d'attaque «  $\gamma$  ».

Pour scier un bois difficile, on dit que l'on donne moins de coupe ou moins de crochet à la dent. La valeur de l'angle de dépouille «  $\alpha$  » dont le rôle est d'éviter le talonnement de la scie, n'intervient pas pour modifier la coupe, il n'a pas d'influence sur la solidité de la dent. Pratiquement, les angles sont en fonction de diamètre de scie.

Angle	Fonction
Attaque “ $\gamma$ ”	Dégager le copeau Conditionner la pénétration de l'arête tranchante
Dépouille “ $\alpha$ ”	Empêcher la dent de talonner
Plein bec “ $\beta$ ”	Assurer la résistance à l'usure

**Tableau II: 01 Les angles**

Tableau de valeur de l'angle

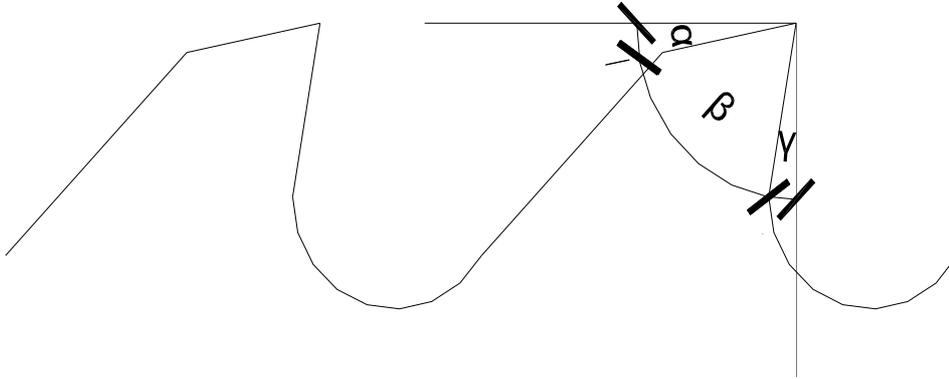
VALEUR DE L'ANGLE « $\gamma$ » EN BOIS DE FIL			
Ø de l'outil	Bois tendres verts	Bois tendres secs, durs verts	Bois durs et secs
200	22°	18°	13°
300	26°	20°	15°
400	30°	25°	17°
500	32°	27°	18°
600	35°	30°	20°
VALEUR DE L'ANGLE « $\alpha$ » EN BOIS DE FIL			
200	14°	12°	10°
300	15°	13°	11°
400	16°	14°	12°
500	17°	15°	13°
600	18°	16°	14°

**Tableau II: 02 Les valeurs de l'angles**

### II-6-5-1 Figure de l'angle des dentures:

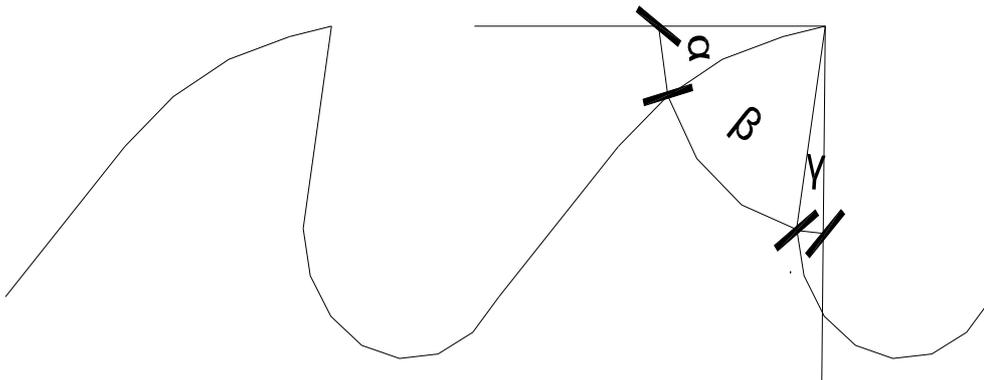
=>La denture à crochet : **(Fig. II: 01)**

Elle permet dans d'excellentes conditions de coupe et de dégagement de la sciure les débit à grand vitesse.



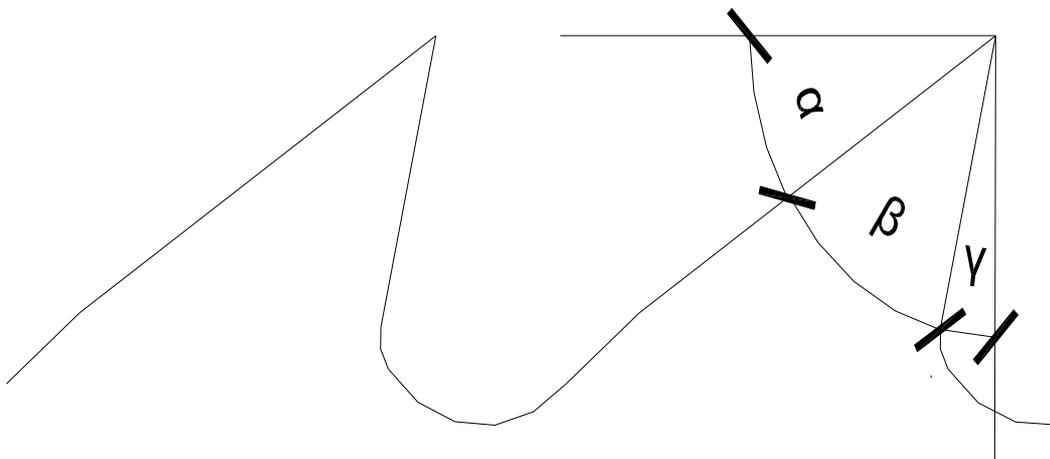
=>La denture perroquet : **(Fig. II: 02)**

Utilisée pour les traits de grande hauteur, et elle donne un plus beau sciage , exempt de rayures.



=>La denture couchée : **(Fig. II: 03)**

Elle est réservée pour des petits travaux et le sciage des bois durs.



**II-6-6 La voie des dents:**

La voie est proportionnelle au diamètre de la lame et à la hauteur du sciage à effectuer. Le diamètre des lames est compris entre 100 et 500 [mm], suivant la hauteur du sciage et l'épaisseur de lame est proportionnelle au diamètre de la lame, et elle conditionne la perte de bois au trait.

**II-6-6-1 Tableau d'épaisseur des lames : (Valeur exigé)**

Type de machine	Diamètre de lame de scie				
	100	200	300	400	500
A : Lame simple, entraînement manuel	1.8	1.8	1.8	2.1	2.3
B : Lame simple, entraînement mécanique	1.9	1.9	1.9	2.2	2.5
C : Lames multiples, sciage au guide	2	2	2	2.3	2.5

**Tableau II: 03 La valeur de l'épaisseur des lames**

**II-6-6-2 Tableau d'épaisseur sciée : (Valeur exigé)**

Diamètre de la scie	Epaisseur sciée
200	< 27
300	28 à 34
400	42 à 54
500	66 à 80

**Tableau II: 04 La valeur de l'épaisseur sciée**

Afin d'éviter le frottement latéral de la lame dans le trait, la lame doit être dégagée. On obtient ce dégagement de trois façons :

- soit en voie par torsion, c'est-à-dire écartant alternativement à droit et à gauche chacune des pointes.
- soit en voie par écrasement, c'est-à-dire écrasant la pointe de la dent, qui forme alors un épanouissement comme le bec d'un bédane à métaux utilisé pour les saignées.
- soit en voie par évidement, c'est-à-dire sciage très précis. On utilise du carbure pour les dentures.

**II-6-7 Les pas de la denture :**

Le pas ou écartement de la denture dépend de la vitesse de coupe et de la résistance du bois au sciage. Et la vitesse de coupe est habituellement fixée par le constructeur de la machine, et elle s'exprime en mètre par seconde [m / s].

$$V_c = \pi .D .n \quad \text{(II-08)}$$

Avec D : diamètre de scie

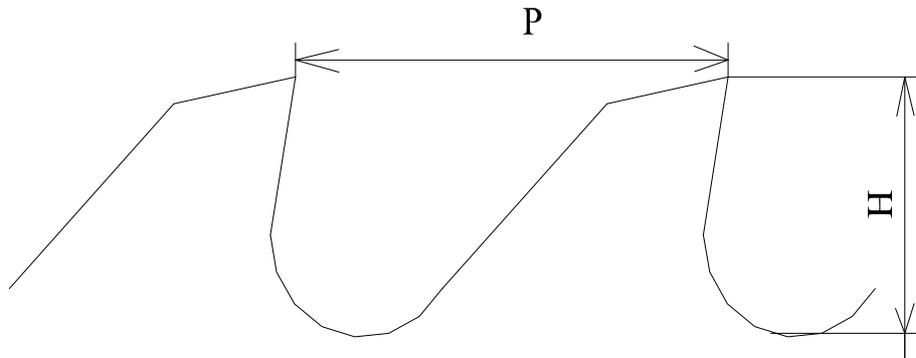
n : nombre de tour à la seconde.

**II-6-8 La hauteur des dents :**

$$H = \frac{Pas}{2} \quad \text{(II-02)}$$

Avec P = Pas

H = Hauteur de dent



**Fig II: 04 Dent du scie**

Pour conclure, si les dents sont trop hautes, alors elles vibrent et résistent mal aux efforts de coupe.

**II-6-9 Le creux de la denture :**

Il permet le logement et l'évacuation de la sciure

$$\text{Surface du creux} = \frac{\text{Volume du creux}}{\text{Epaisseur des copeaux}} \times F_s \quad \text{(II-09)}$$

Avec :  $F_s$  = coefficient de foisonnement de la sciure

La sciure ne remplit qu'une partie du creux de la denture.

**II-7 Les opérations des dents et son travaux:****II.7.1 Calcul de l'épaisseur du copeau :**

Dans le cas de la scie circulaire, l'action est analogue et la cascade de fond du trait correspondant à la circonférence de coupe et l'épaisseur du copeau « e » est en [mm], en augmente au fur et à mesure de l'avancement de la pointe dans le bois

$$e = \frac{100A}{6Nd} \quad (\text{II-10})$$

Avec : e = épaisseur du copeau [mm]

A = l'avance en [mm/mn]

Nd = le nombre des dents par seconde [dent/s]

**II-7-2 Le mouvement de l'outil et la pièce :**

Il y a deux types de mouvement dans ces opérations

▶ **Mouvement en opposition :**

Deux forces se repoussent : la résistance à la pénétration de la lame et celle à l'avance du bois. La résultante est de sens opposée au mouvement du bois.

▶ **Mouvement en avalant :**

Les deux forces s'attirent, c'est-à-dire la résultante des deux forces est de même direction que l'avance du bois.

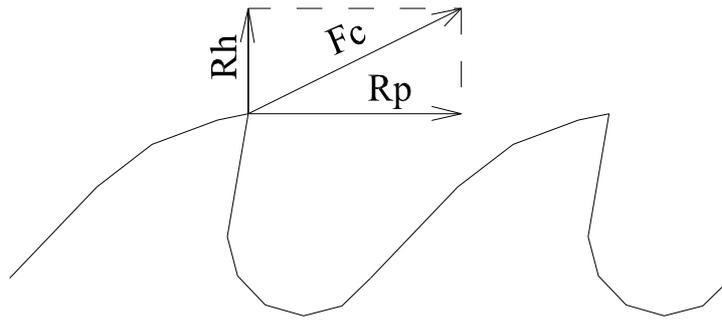
Mais dans notre cas, les mouvements dans ces opérations sont des mouvements en opposition

**II-7-3 L'évacuation des sciures :**

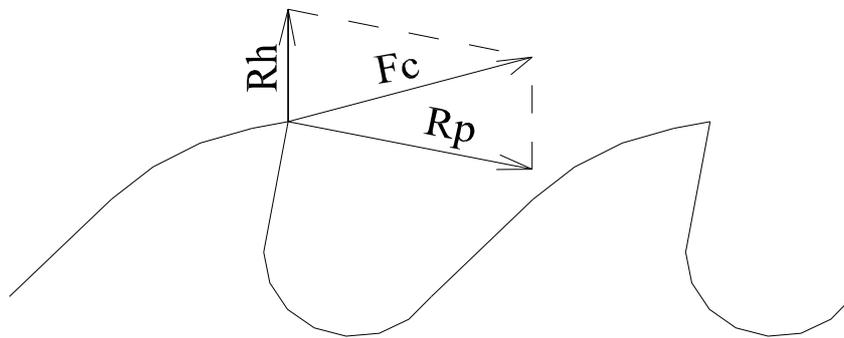
Trois cas sont possibles :

- Très minces, si elles se logent mal dans le creux de la denture
- Minces, si elles se logent bien dans le creux de la denture
- Épaisses, si elles se logent très bien dans le creux de la denture

### II-7-4 Les efforts fournis par les dents :



Si  $\gamma = \text{nul}$



Si  $\gamma = \text{Positif}$

**Fig II: 05 Les Efforts fournis par les dents**

Avec  $F_c$  = effort de coupe

$R_p$  = la résultante de la résistance à la pénétration de dent

$R_h$  = la résistance horizontale  $R_h$  du bois

Remarque : Les efforts fournis par les dents sont l'effort de coupe  $F_c$  et la résultante de la résistance à la pénétration  $R_p$  des dents, et de la résistance horizontale  $R_h$  du bois.

### II-7-5 L'usure des arêtes tranchantes :

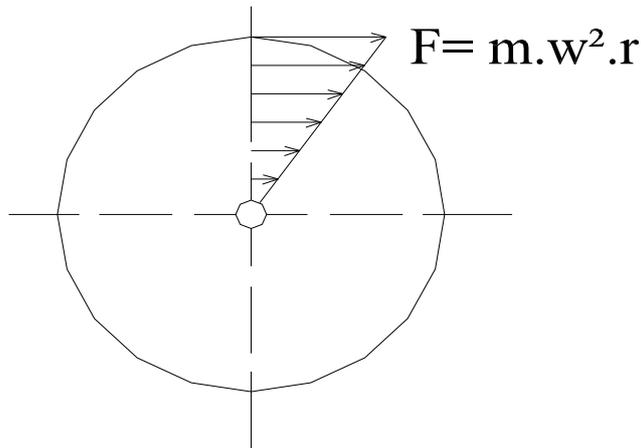
Elle varie en fonction :

- Du bois
- De la qualité de l'outil
- De la valeur de l'angle de coupe
- De l'épaisseur de copeau
- De la qualité de l'affûtage

**II-8 L'étude thermique de la lame et l'équilibre dynamique:****II-8-1 La force centrifuge :**

Quand le calcul de vitesse de coupe et la vitesse angulaire de la scie sont proportionnels sur l'avancement de la pièce. Donc il n'y a pas de force centrifuge sur la lame.

La force centrifuge est une force dans la lame en mouvement, et elle est sollicitée par la force qui a pour conséquence d'augmenter son diamètre.

**Fig II: 06 Force Centrifuge****II-8-2 La force motrice :**

La résistance du bois au sciage est caractérisée par le travail absorbé pour scier une surface c'est-à-dire par la dépense de puissance motrice. Elle peut se mesurer à l'aide d'un wattmètre enregistrant la consommation de courant électrique du moteur actionnant la scie.

Le travail absorbé pour scier en millimètre carre [mm<sup>2</sup>] se répartit sur chacune des dents qui passent dans les bois. Par conséquent pour un nombre de watt déterminé plus nous ferons passer de dent, plus le travail fourni sera faible. Il en résultera pour chaque dent une fatigue moindre. On comprend ainsi que plus le bois sera difficile à scier, plus il faudra faire passer de dent par seconde pour diminuer la fatigue de la dent. Cela explique pourquoi les dents seront d'autant plus rapprochées que le bois sera dur ou difficile à scier, la vitesse de coupe étant habituellement constante pour une machine.

**II-9 Détermination de la vitesse:****II-9-1 La vitesse linéaire :**

La vitesse d'attaque des dents ou vitesse linéaire varie entre 40 à 50 [m/s].

On adopte cette dernière vitesse pour les lames des grands diamètres. A la suite des affûtages le diamètre diminuant la vitesse linéaire diminue aussi, si le nombre de tour reste le même. Il faut veiller à ce que cette vitesse ne tombe pas en dessous de 40[m/s], car la lame chaufferait, et si la vitesse dépasse le 50[m/s] alors la lame se fatigue.

**II-9-1-1** Tableau de la vitesse linéaire recommandée [m/s] et la vitesse de rotation en [tr/mn] :

VITESSE LINEAIRE RECOMMANDEES [m/s]				
Bois tendre non abrasif	Bois tendre abrasif	Bois dur non abrasif	Bois dur abrasif	Ø des lames
50[m/s]	45[m/s]	45[m/s]	40[m/s]	
VITESSE DE ROTATION [tr/mn]				
4800	4200	4200	3800	200
3200	2850	2850	2500	300
2400	2150	2150	1900	400
1900	1700	1700	1500	500

**Tableau II: 05 La valeur de la vitesse linéaire recommandée**

Par conclusion : Il est bon de respecter la vitesse linéaire maximum souvent gravée sur l'outil par le constructeur.

**II-9-2 Vitesse d'aménagement :**

La vitesse d'aménagement est conditionnée par :

- La dureté du bois, son abrasivité.
- L'orientation des fibres, l'état de surface des usinages et l'évacuation des pièces usinées.
- La vitesse linéaire de l'outil
- Le nombre de dent de ses arêtes tranchantes.

Mais elle varie entre 6 à 45 [m/mn] avec un aménagement mécanique. Alors l'effort de coupe est important.

Par définition :

$$A = \frac{6V_{e\text{cop}}}{P} \quad \text{(II-11)}$$

Avec : V = vitesse linéaire en [m/s]

P = le pas de la denture [mm]

e<sub>cop</sub> = épaisseur du copeau

**II-9-2-1 Tableaux des valeurs des vitesses d'Aménagement en [m/mn] :**

Epaisseur de bois	Bois vert		Bois sec	
	Tendre	Dur	Tendre	Dur
< 27	45	35	35	25
27 à 41	35	25	25	15
42 à 65	25	15	15	8
66 à 90	15	8	8	6

**Tableau II: 06 La valeur de la vitesse d'Aménagement**

**II-9-2-2 Tableau de la valeur de la Puissance en chevaux, pour le travail d'une lame :**

Epaisseur sciée	Type de machine		
	A : Lame simple, entraînement manuel	B : Lame simple, entraînement mécanique	C : Lames multiples, sciages au guide
27	3.5	4	4.2
41	4	4.5	4.8
54	4.5	4.7	5.2
65	4.8	5.2	5.5
80	5.5	5.9	6.3

**Tableau II: 07 La valeur de la puissance en chevaux**

**II-10 La scie circulaire à table:**

Elles tiennent une place très importante dans le façonnage des bois.

L'usinage obtenu est précis et la productivité intéressante lorsque l'outil est bien adapté au travail à effectuer.

**II-10-1 La scie circulaire à table :**

Elle comporte les éléments suivants :

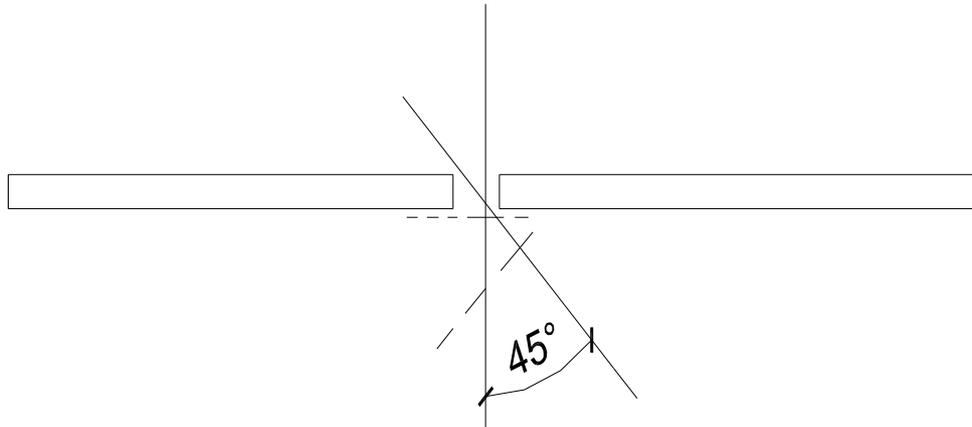
- ▶ Une lame unique
- ▶ Une table horizontale
- ▶ Un guide à délimiter qui doit répondre aux impératifs suivants :
  - être parallèle à la lame
  - Facile à manœuvrer
  - être muni d'une règle graduée
- ▶ Un protecteur de lame et un bloc anti-recul des pièces de bois
- ▶ Un poulie motrice et mené qui permet d'obtenir la vitesse de rotation

**II-10-2 Le type de scie à table :**

La scie à table est fixée de manière à assurer un équilibre stable des pièces de bois.

La lame est mobile :

- En hauteur
- En position angulaire



**Fig II: 07 La position angulaire de la lame de scie**

Remarque : Les scies circulaires à table peuvent être équipées d'un entraîneur de pièces.

**II-10-3 L'utilisation des lames :**

On utilise une lame unique pour le délignage ou quelques opérations.

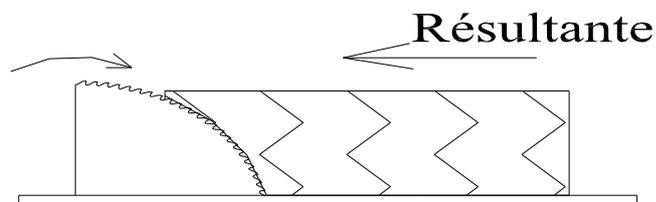
Les déligneuses à lame unique, diamètre des lame = 500 [mm] servent surtout au délignage de plateaux lourde.

**II-10-4 Les opérations des sciages avec les dentures :**

La scie circulaire est utilisée pour les travaux de débit et de façonnage.

Les sciages se font en :

- en opposition



**Fig II: 08 Mouvement en opposition**

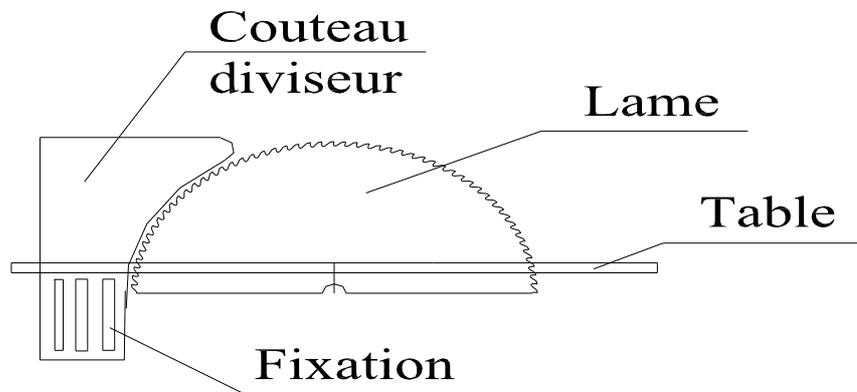
La lame doit avoir

- une arête tranchante à coupe frontale :
  - Droite pour les sciages peu précis
  - Oblique pour les sciages soigne.
- le pas 14 à 22 [mm], mais dans notre étude, on prend le pas = 14 [mm].
- Les dentures en acier: On choisit la nature des dents en acier, parce qu'elles conviennent à la plupart des bois massifs.

#### II-10-5 Protection des lames :

Pour le délignage, la refente, et tous les sciages en long dans lequel le bois a tendance à se refermer et à pincer la lame, il faut placer le guide en avant par rapport à la lame, de telle sorte que son bord arrière soit nettement en avant des premières dents attaquant le bois. On facilite de la sorte l'écartement de la planche provoquée par le trait, et l'on évite son coincement entre le guide parallèle et la lame.

Certains bois tirent à cœur ont tendance à pincer fortement la lame de scie, dès que la pièce serre la lame, il faut la retirer et relargir le trait en le recommençant une ou deux fois jusqu'à ce qu'il ne serre plus et s'engage bien sur le couteau diviseur situé derrière la lame. Après le passage de ce couteau, on engage des coins dans le trait.



**Fig II: 09 Protection de la lame**

Remarque : épaisseur couteau diviseur = voie + 0.1 [mm] (II-12)

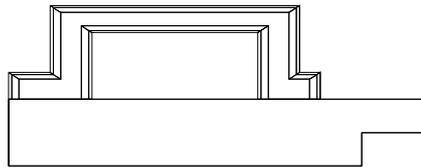
## II-11 Sécurité:

La législation du travail exige que tous les organes en mouvement soient protégés efficacement.

La protection est assurée par :

- le couteau diviseur : protection de disque pour ne pas être coincé.
- le capot : pour éviter le recul et empêcher le copeau de remonter.
- les tréteaux qui empêchent les pièces longues de basculer .
- les poussoirs qui servent à pousser les pièces courtes, protégeant ainsi les mains de la lame.

Il y a différents types de poussoir :



=> Les poussoirs à gabarit : **(Fig. II: 10)**

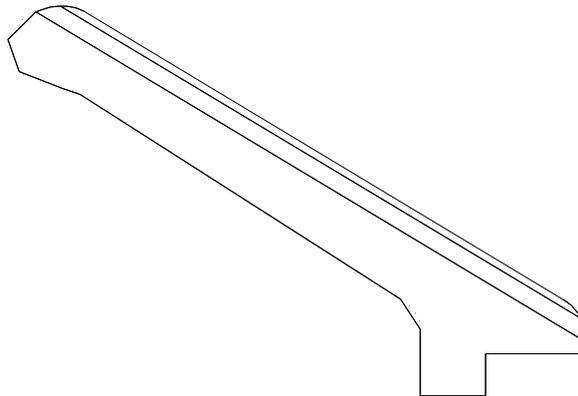


Fig : Les poussoirs de pièce : **(Fig. II: 11)**

*CHAPITRE III :*  
**MOTEUR**

## CHAPITRE III : MOTEUR

### III.1 Principe des moteurs tournants :

Le principe fondamental des moteurs tournants est basé sur la loi de LAPLACE : « tout conducteur en mouvement dans un champ magnétique est soumis à la force de LAPLACE ». Comme chaque conducteur est soumis à une force, le rotor doit tourner ; on doit dire que le ROTOR est soumis à un moment de couple de force appelé « couple moteur ».

### III.2 Constitution des moteurs tournants :

Tous les moteurs tournants sont constitués par un organe fixe et un organe mobile :

- Un ROTOR qui tourne pour créer un flux afin d'obtenir le courant induit grâce l'entrefer (c'est-à-dire espace entre rotor et stator).
- Un STATOR qui est le siège du bobinage du moteur.

Ces nominations tournantes sont équipées généralement des différents organes suivants :

#### - *Les organes magnétiques :*

Ils doivent produire un flux magnétique et le canaliser vers les pertes fer (Foucault, Hystérésis). Ce sont les pôles inducteurs, induits, stator ou culasse.

#### - *Les organes électriques :*

Ce sont le siège de la force électromotrice (fém.) et assurant la liaison avec le circuit extérieur. Ce sont les conducteurs de faisceaux logés dans les encoches, collecteurs, balais, plaque à bornes. Aux circuits électriques sont liées les pertes joules statoriques et rotoriques.

#### - *Les organes mécaniques :*

Ils assurent la fixation des organes magnétiques et électriques les uns par rapport aux autres et d'assurer le guidage en rotation de la machine tournante. Ce sont : les stators ou carcasse avec patte de fixation, arbre et roulements, turbine de ventilation, flasque palier côté arbre et côté collecteur, plaque à borne et plaque signalétique. Ces éléments servent à transmettre le couple et refroidir le système auquel sont liées les pertes mécaniques (par frottement et perte par ventilation).

Remarque :

Quel que soit le type de moteur tournant, les organes mécaniques remplissent sensiblement les mêmes fonctions et on retrouve des solutions très voisines que ce soit pour les machines à courant continu ou pour les machines à alternatif.

### III-3 Moteur asynchrones : (MAS)

Dans notre cas on utilise le Moteur asynchrone triphasé

#### III-3-1 Définition :

Les moteurs asynchrones sont des machines qui transforment l'énergie électrique en énergie mécanique.

### **III-3-2 Moteurs asynchrones triphasés :**

#### **III-3-2-1 Constitution :**

On classe les différentes pièces rencontrées dans toutes les machines tournantes selon les trois (3) grandes réalisées :

- Organes électriques (enroulements statoriques, conducteurs rotoriques)
- Organes magnétiques (circuit magnétique fixe, circuit magnétique tournant)
- Organes mécaniques (carcasse avec fixation ou stator, rotor avec l'arbre, roulements à billes, flasque, ventilateur avec son capot, tiges de montage, plaques à bornes)

#### **III-3-2-2 Principe de fonctionnement :**

Le principe fondamental est de créer un champ tournant dans un circuit en triphasé (3~). Si on alimente trois bobines identiques placées à 120° par une tension alternative triphasée :

- Une aiguille aimantée, placée au centre, est entraînée en rotation. Il y a donc la création d'un champ tournant.
- Un disque métallique en aluminium ou en cuivre est entraîné dans le même sens que l'aiguille aimantée.
- En inversant deux à trois fils de l'alimentation triphasée, l'aiguille, ou le disque tourne en sens inverse.

#### **Remarque :**

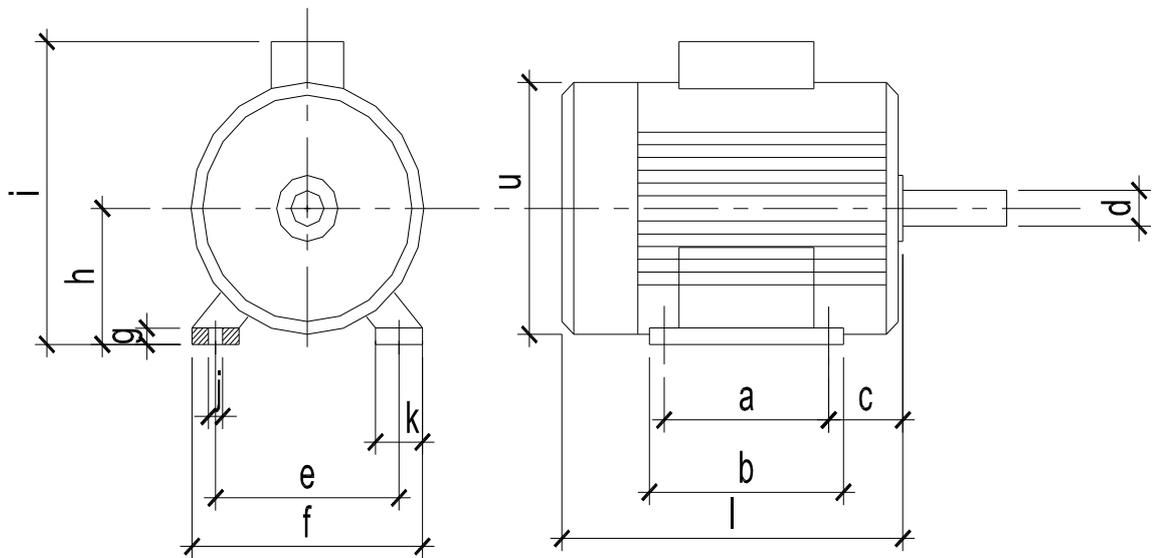
La puissance des moteurs électriques lue sur la plaque signalétique est désignée en [Kw] ses multiples ou sous-multiples, mais par convention entre les électriciens, ils sont habitués par l'utilisation de l'unité chevaux [Cv], pour la spécification des puissances de ces moteurs électriques afin de faciliter la communication. Ainsi, on effectue à chaque fois une petite opération de convention « 1[Cv] équivaut à 736 [W] »

#### **III-3-2-3 Caractéristique d'un moteur :**

Dans notre cas, les caractéristiques du moteur sont :

Type de moteur	: MEZ MOHELNICE
Fabrication	: TCHECOSLOVAQUE
Puissance	: 4 [Kw], 5,5 [Chevaux]
Vitesse de rotation	: 2900 [tr/min]
Poids	: 46 [Kg]
Intensité	: 8,1 à 14 [A]

**III-3-2-4 Schéma d'un moteur :**



**Fig III: 01 Schéma d'un moteur**

Type N°	a	b	c	D	e	f	g	h	i	j	k	l	u
100	140	165	63	28	160	196	13	100	238	12	40	290	198

**Tableau III: 01 La valeur de la mesure du moteur**

*CHAPITRE IV :*

**ETUDE DU THEORIE DE COUPE ET LES  
ELEMENTS DE TRANSMISSION**

**CHAPITRE : IV ETUDE DU THEORIE DE COUPE ET LES ELEMENTS DE TRANSMISSION.**

**PARTIE : 1 «ETUDE DU THEORIE DE COUPE »**

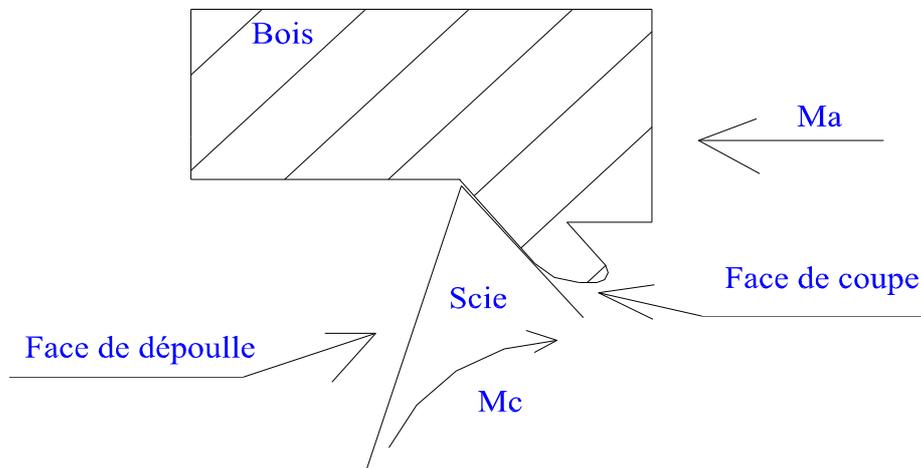
**IV-1-1 Notion sur les outils de coupe :**

**IV-1-1-1 Principaux élément de l'outil :**

- L'outil est composé de :
- La partie active.
  - Le corps.

**IV-1-1-2 Surface de l'outil :**

- Face de coupe : c'est la face avant du dent  
 On désigne par  $\alpha$  l'angle de coupe ou angle d'attaque  
 Face de dépouille : c'est la face arrière du dent



**Fig IV: 01 Face de coupe**

Avec Ma = Mouvement d'avance  
 Mc = Mouvement de coupe

**IV-1-2 Description de la partie active :**

**IV-1-2-1 Définition :**

La partie active est défini par rapport aux plans de référence.

**IV-1-2-2 Identification des angles et plan :**

Chaque plan est symbolisé par la lettre P plus un indice d'identification.

Par exemple : Ps = Plan d'arrête de l'outil.

Pse = Plan d'arrête de l'outil en travail.

Chaque angle est symbolisé d'une lettre Grec, plus un indice d'identification de mesure.

Par exemple :  $\gamma_n$  = Angle de coupe normal.

$\gamma_{ne}$  = Angle de coupe normal en travail.

**IV-1-2-3 Le plan de l'outil :**

- ▶ Pr = Plan de référence
- ▶ Pre = Plan de référence en travail.
- ▶ Ps = Plan d'arête de l'outil.
- ▶ Pse = Plan d'arête de l'outil en travail

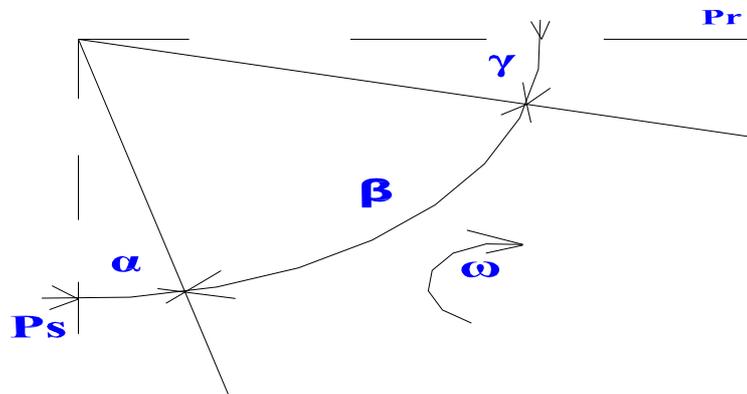
**IV-1-3 Les angles :**

Les angles des faces sont «  $\alpha$ ,  $\beta$  et  $\gamma$  ». Dans un plan de section donné on appelle :

▶ Angle de coupe «  $\gamma$  » ou angle d'attaque : c'est l'angle que fait la face de coupe avec le plan Pr.

▶ Angle de dépouille «  $\beta$  » ou angle de bec : c'est l'angle mesuré entre la face de dépouille et la face de coupe.

▶ Angle de déviation «  $\alpha$  » : l'angle déterminé par la face de dépouille et la surface travaillée.



**Fig IV: 02 Les angles**

**IV-1-4 Détermination de valeur de l'angle :**

Les valeurs des l'angles

Valeur de l'angle d'attaque « $\gamma$ » en Bois de fil			
Ø de l'outil	Bois tendres verts	Bois tendres secs, durs, vers	Bois durs et secs
200	22°	18°	13°
300	26°	20°	15°
400	30°	25°	17°
500	32°	27°	18°
Valeur de l'angle de dépouille « $\alpha$ » en Bois de fil			
200	14°	12°	10°
300	15°	13°	11°
400	16°	14°	12°
500	17°	15°	13°

**Tableau IV: 01 La valeur de l'angle**

Exemple : On prend le diamètre de lame = 500 [mm] et Bois dur, d'où  $\gamma = 18^\circ$  et  $\alpha = 13^\circ$ .

$\alpha =$

Avec  $\alpha + \gamma + \beta = 90$  (IV-01)

$$\Rightarrow \beta = 90 - (\alpha + \gamma)$$

$$\Rightarrow \beta = 59^\circ$$

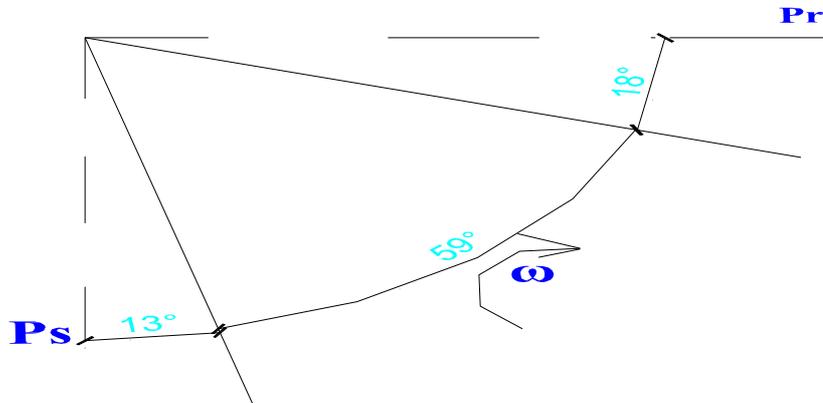


Fig IV: 03 Angle des faces avec des valeurs ( $\alpha = 13^\circ$ ,  $\gamma = 18^\circ$ ,  $\beta = 59^\circ$ )

#### IV-1-5 Disposition des arêtes tranchantes :

Si périphérique, la coupe est tangentielle dite cylindrique :

-ondulation ou pas d'usinage.

Si radiale et périphérique, la coupe est dite fauchant :

-Risque de talonnage

#### IV-1-6 Mouvement de la pièce :

La vitesse d'aménagement est exprimée en [m / min], elle influe sur l'aspect des surfaces.

Dans notre cas le mouvement est en opposition c'est-à-dire la pièce est repoussé par l'outil.

Avec  $Ma =$  Mouvement d'avance

$Mc =$  Mouvement de coupe

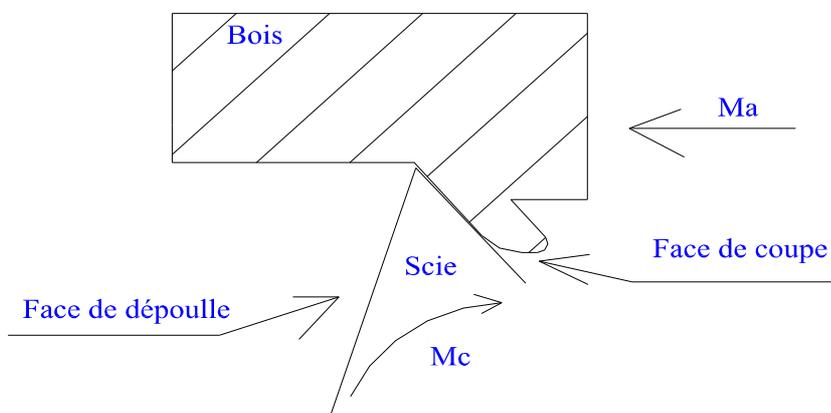
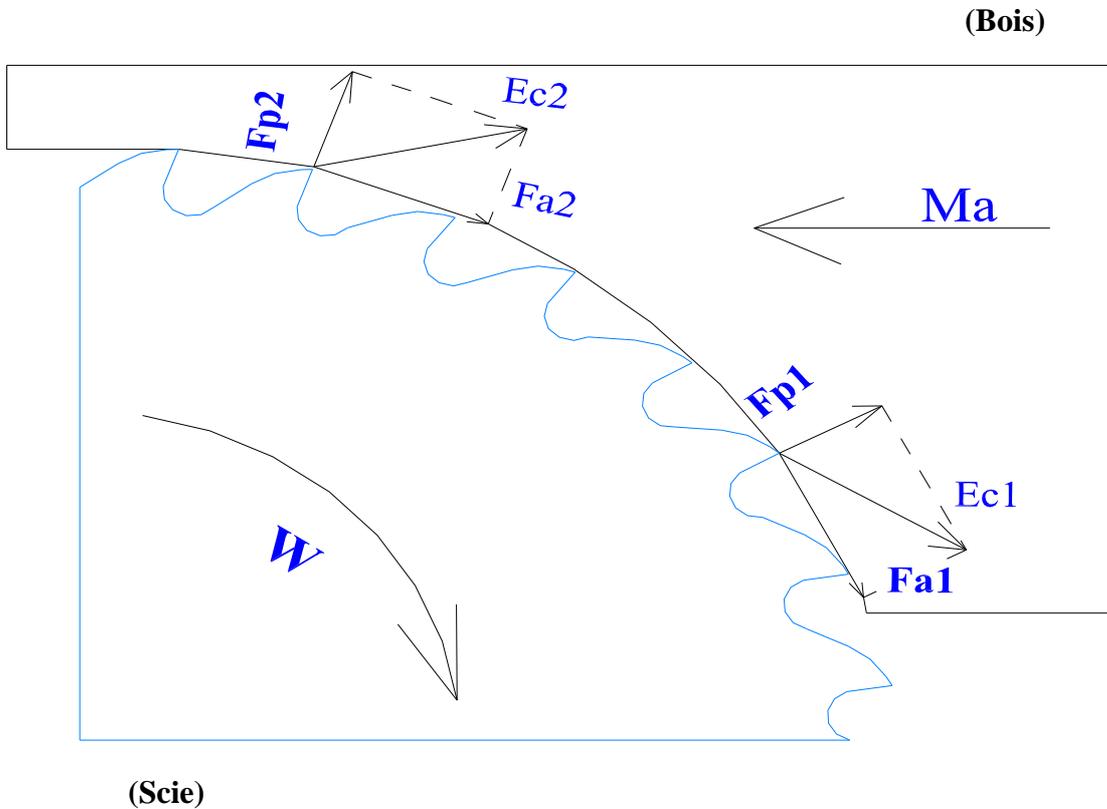


Fig IV: 05 Mouvement de la pièce

**IV-1-7 Efforts de coupe avec un mouvement en opposition :**

C'est la résultante  $E_c$  des deux forces :

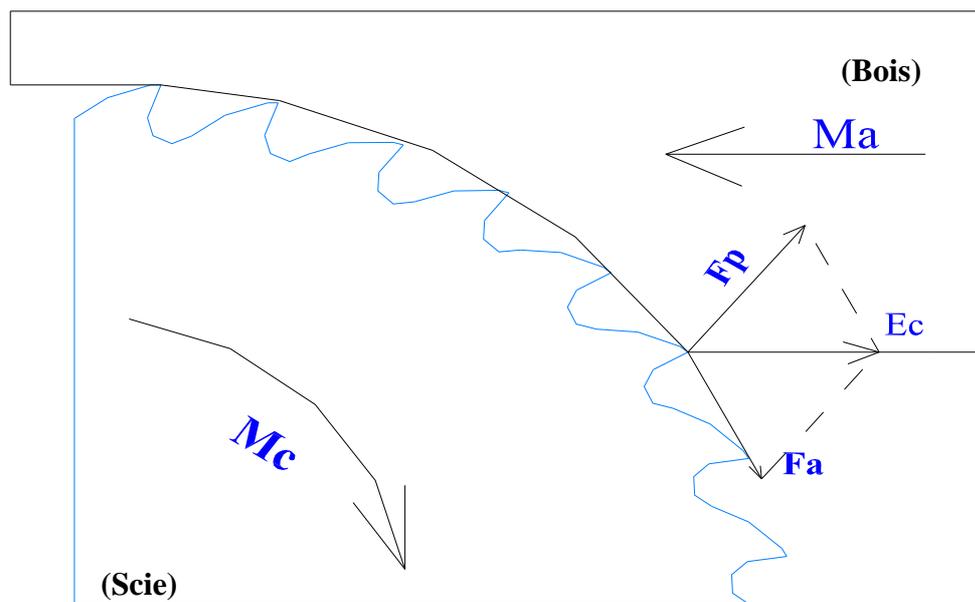
- ▶  $F_a$  s'oppose à l'avance du Bois.
- ▶  $F_p$  à la pénétration de l'outil



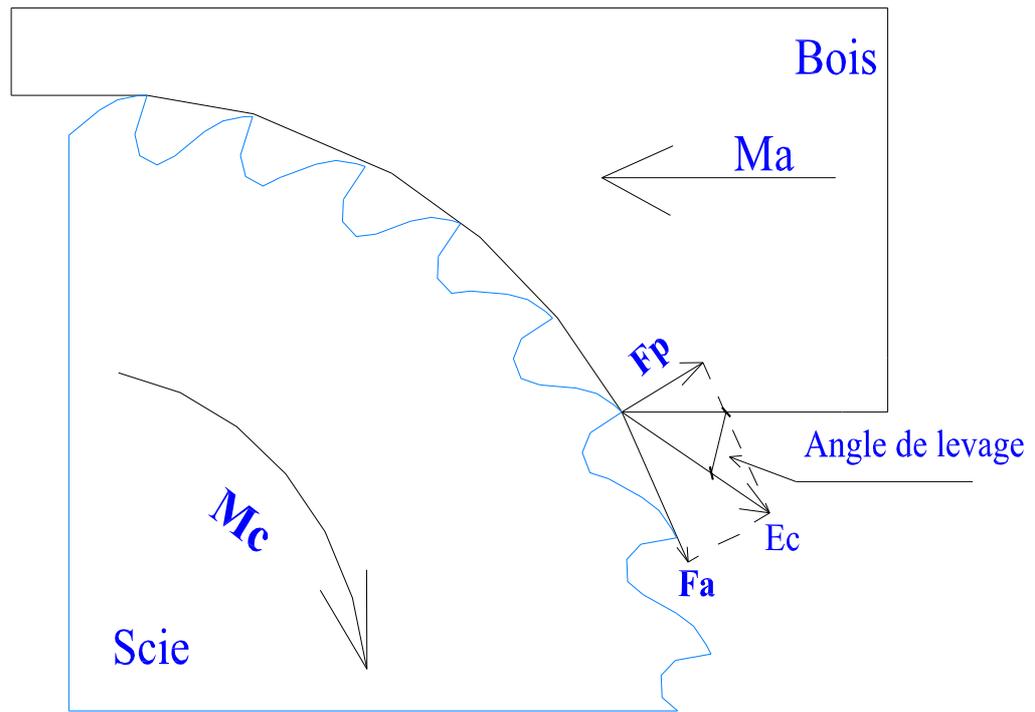
**Fig IV: 06 L'effort de coupe**

**IV-1-8 Angle de levage :**

Il apparaît lorsque la profondeur de passe est trop importante.



**Fig IV: 07 Profondeur de passe faible**



**Fig IV : 08 Profondeur de passe forte**

**Remarque** : L'angle formé par Ec est nommé angle de levage.

Avec Ma = Mouvement d'avance

Mc = Mouvement de coupe

**PARTIE : 2 «DETERMINATION DU DIAMETRE DE L'ARBRE»**

**IV-2-1 Détermination du nombre de dent en travail :**

Le nombre de dent est définie par

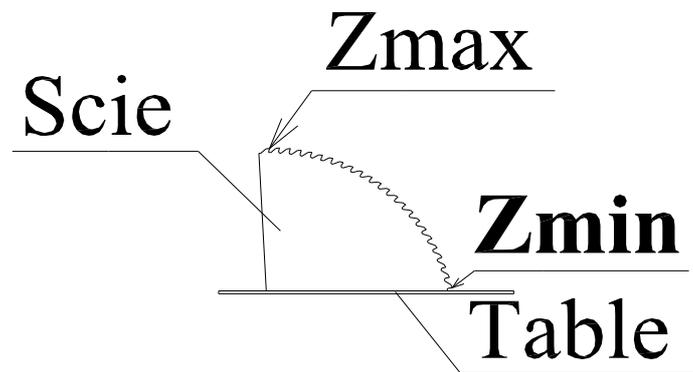
$$\boxed{Z = \frac{\pi \cdot D}{P}} \quad (\text{IV-02})$$

Avec Z = nombre de dent

D = diamètre de scie on prend ØD = 500[mm]

P = pas de dent, on prend P = 14[mm]

► **Z = 112 [dents]**



**Fig IV: 09 Nombre de dent**

D'après les calculs, nombre de dent de scie:

$$Z_{\text{total}} = 112[\text{dents}]$$

$$Z_{\text{max}} = 25 [\text{dents}]$$

$$Z_{\text{min}} = 1 [\text{dent}]$$

**IV-2-2 Calcul de la vitesse angulaire :**

La vitesse angulaire est obtenue à l'aide de

$$\boxed{\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot N}{60}} \quad (\text{IV-03})$$

Tableau de la vitesse linéaire recommandée [m/s] et la vitesse de rotation en [tr/mn] :

VITESSE LINEAIRE RECOMMANDEES [m/s]				
Bois tendre non abrasif	Bois tendre abrasif	Bois dur non abrasif	Bois dur abrasif	Ø des lames
50[m/s]	45[m/s]	45[m/s]	40[m/s]	
VITESSE DE ROTATION [tr/mn]				
4800	4200	4200	3800	200
3200	2850	2850	2500	300
2400	2150	2150	1900	400
1900	1700	1700	1500	500

**Tableau IV: 02 Tableau de la vitesse linéaire recommandées**

Par conclusion : Il est bon de respecter la vitesse linéaire maximum souvent gravée sur l'outil par le constructeur.

On prend  $N = 1500$  [tr/min]

►  $\omega = 157$ [tr/min] =  $3$ [tr/s] =  $19$ [rad/s]

**IV-2-3 Calcul de nombre de dent en travail par seconde :**

Elle est définie par

$$Nd = 4 \cdot Z_{max} \cdot \omega \tag{IV-04}$$

Avec  $Nd$  = nombre de dent par seconde [dent / s]

$Z_{max}$  = nombre de dent [dent] = 25 [dents]

$\omega$  = vitesse angulaire [tr/s] = 3 [tr/s]

►  $Nd = 300$  [dents/s]

**IV-2-4 Calcul de l'épaisseur de copeau :**

L'épaisseur de copeau est définie par

$$e = \frac{100 \cdot A}{6 \cdot Nd} \tag{IV-05}$$

Avec  $A$  = vitesse d'aménagement. On prend  $A = 6$ [m/mn] =  $100$ [mm/s]

(Voir tableau de vitesse)

$Nd$  = nombre de dents par seconde

►  $e = 6$  [mm/dent]

**IV-2-5 Calcul de la surface :**

La surface est obtenue à l'aide de

$$S = e_{\text{scie}} \cdot e_{\text{cop}} \cdot Z \quad \text{(IV-06)}$$

Avec  $e_{\text{scie}}$  = épaisseur de scie [mm]

$e_{\text{cop}}$  = épaisseur de copeau [mm]

$Z$  = nombre de dent [dent]

AN :  $S = 2,4 \times 6 \times 25$

►  $S = 360 \text{ [mm}^2\text{]}$

**IV-2-6 Calcul de la force du disque :**

Elle est définie par

$$\tau = \frac{F}{S}$$

$$F = \tau \cdot S$$

(IV-07)

Modes de sollicitations	Contrainte admissible [N/cm <sup>2</sup> ]		
	Catégorie I	Catégorie II	Catégorie III
Compression transversale	294	147	
Compression axiale	1078	882	784
Flexion	980	980	833
Cisaillement	147	117,6	98

**Tableau IV: 03 La valeur de la contrainte admissible**

On prend la valeur de la contrainte de cisaillement, dans la catégorie I

AN :  $F = 1,47 \times 360$

►  $F = 550\text{[N]}$

**IV-2-7 Calcul couple :**

Elle est définie par

$$C = F \cdot r$$

(IV-08)

Avec  $r$  = rayon du disque avec  $r = 250\text{[mm]}$

$F$  = force de la disque avec  $F = 550\text{[N]}$

►  $C = 137500 \text{ [N.mm]} = 137.5 \text{ [Nm]}$

**IV-2-8 Calcul de la puissance :**

La puissance est obtenue à l'aide de

$$P = C \omega \quad \text{(IV-09)}$$

Avec  $\omega$  = vitesse angulaire, 19[rad/s]

C = couple

► **P = 2612.5 [W] = 3,5 [Chevaux]**

**IV-2-9 Calcul de la puissance du moteur :**

La puissance de moteur est définie par

$$P^{ce} = 1,1 \text{ à } 1,2 \times P^{ce}_{util} \quad \text{(IV-10)}$$

On prend 1,2 pour avoir la puissance du moteur.

► **P = 3135 [W] = 4 [Chevaux]**

**IV-2-10 Calcul du diamètre de l'arbre de l'accouplement :**

L'arbre est sollicité à la torsion

$$\tau \leq \tau_{adm}$$

$$\frac{16Mt}{\pi.d^3} \leq \tau_{adm}$$

D'ou

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16.Mt}{\pi.\tau_{adm}}} \quad \text{(IV-11)}$$

L'arbre est en acier **C55**. La limite élastique est de 450[N/mm<sup>2</sup>], et le coefficient de sécurité k varie entre 1,5 à 3. Donc la contrainte limite pratique est donnée par.

$$\tau_{adm} = \frac{\tau}{k}$$

On prend k = 2, d'ou  $\tau_{adm} = 225$  [N/mm<sup>2</sup>]

AN :  $d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \times 137500}{225 \times \pi}}$

► **d<sup>3</sup> ≥ 3120[mm]**

► **d ≥ 14.6 [mm], on prend d = 30 [mm]**

**IV-2-11 Condition de déformation :**

Elle est définie par

$$\Theta = \frac{Mt}{G.I_p}$$

Avec  $I_p$  = moment quadratique polaire [ $\text{mm}^4$ ]

$M_t$  = moment de torsion [Nm]

$G$  = module d'élasticité, avec ( $G= 80000$ [MPa] pour les acier

$\theta$  = angle de déformation unitaire [rad/mm]

Pour la section unitaire, on a

$$I_p = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32}$$

$$\Rightarrow \Theta = \frac{32.M_t}{\pi.G.(D^4 - d^4)}$$

$$\Rightarrow \Theta = \frac{64.2}{D^4 - d^4}$$

Posons  $\varnothing D = k.d$

$$\Rightarrow \Theta = \frac{64.2}{d^4(k^4 - 1)}$$

$$\text{Avec } \Theta_{\text{lim}} \geq \frac{M_t}{G.I_p}$$

$$\text{d'ou } \Theta_{\text{lim}} \geq \Theta$$

$$\Theta_{\text{lim}} \geq \frac{64.2}{d^4(k^4 - 1)}$$

$$\text{D'où } d^4(k^4 - 1) \geq \frac{64.2}{\theta_{\text{lim}}}$$

$$\Rightarrow k = \sqrt[4]{\frac{64.2}{d^4.\theta_{\text{lim}}}} + 1$$

Le diamètre intérieur de noyau est de 30[mm], et l'angle limite unitaire de torsion est de  $\Theta_{\text{lim}} = 1$ [°/m]

Calcul de  $\Theta_{\text{lim}} = \frac{\pi}{180} \cdot 1$

$$\Theta_{\text{lim}} = 1,75.10^{-2} [\text{rad/m}] = 1,75.10^{-2} [\text{rad/mm}]$$

$$\text{AN: } k \geq \sqrt[4]{\frac{64 \times 1}{30^4 \times 1,75 \times 10^{-5}}} + 1$$

$$k \geq 1.5$$

Avec  $D = k.d$

$$\blacktriangleright D = 45 [\text{mm}]$$

Pour cela l'arbre doit posséder un alésage en cône et guidé en rotation par 2 roulements à rouleaux coniques de diamètre  $d_1 = 45$ [mm] et  $d_2 = 50$ [mm]

**PARTIE : 3** «CALCUL DES ELEMENTS DE TRANSMISSIONS»**IV-3 Courroie et Poulie:****IV-3-1 Introduction :**

La transmission d'un mouvement entre deux systèmes en rotations a plusieurs types. Dans notre cas, l'utilisation de la courroie par l'intermédiaire de la poulie est plus adéquate pour assurer le mécanisme entre l'arbre du moteur.

**IV-3-2 Le coefficient de charge :  $C_2$** 

Nous avons un nombre d'heure de fonctionnement journalier inférieure à 10[h] et la puissance est de 4[KW]

Donc la puissance est inférieure à 7,36 [KW] d'où  $C_2 = 1$

**IV-3-3 Le choix de profil de la courroie :**

La vitesse de rotations du moteur est  $n_1 = 2900$ [tr/min]. D'après le tableau du diagramme du profil normale de la courroie trapézoïdale. On choisit le profil 13 et la diamètre de la poulie  $d_p = 80$  à 180[mm].

On choisit  $d_{p1} = 90$ [mm] comme diamètre de la poulie motrice.

**IV-3-4 Calcul de la vitesse de la courroie :**

Elle est définie par

$$V = \omega \cdot R_p \text{ avec } \omega = \frac{2\pi \cdot n_1}{60}$$

$$\boxed{V = \frac{d_{p1} \cdot n_1}{19100}} \quad (\text{IV-12})$$

$$\text{AN : } V = \frac{90 \cdot 2900}{19100}$$

$$\blacktriangleright V = 13,66[\text{m/s}]$$

Pour une courroie trapézoïdale normalisée la vitesse maximale admissible est de 30[m/s].

**IV-3-5 Détermination du diamètre de la poulie menée :**

Pour dimensionner la poulie menée, on devrait déterminer le rapport de la vitesse pour connaître la nature de la poulie : multiplication ou réduction.

$$i = \frac{n_1}{n_2}$$

Avec  $n_1$  = vitesse de la poulie motrice

$n_2$  = vitesse de la poulie menée

$$\text{AN : } i = \frac{2900}{1500}$$

►  $i = 1,9$  donc cette poulie est une réduction.

D'où  $d_{p2} = i d_{p1}$

$$\text{AN : } d_{p2} = 1,9 \cdot 90$$

►  $d_{p2} = 171[\text{mm}] \approx 180[\text{mm}]$

**IV-3-6 Détermination de l'entraxe :**

L'entraxe «  $a_c$  » est définie par

$$a_c = 0,7 \text{ à } 2 (d_{p2} + d_{p1}) \tag{IV-13}$$

On prend la valeur de 1,55

$$d_{p2} = 180[\text{mm}]$$

$$d_{p1} = 90[\text{mm}]$$

►  $a_c = 418,5 [\text{mm}]$

**IV-3-7 Détermination de la longueur de la courroie :**

Elle est définie par

$$L_c = 2a_c + \frac{\pi}{2} (d_{p1} + d_{p2}) + \frac{(d_{p1} - d_{p2})^2}{4a_c} \tag{IV-14}$$

$$\text{AN : } L_c = 837 + 423,9 + 4,84$$

►  $L_c = 1265,74 [\text{mm}]$

On prend une courroie de longueur  $L_c = 1250[\text{mm}]$ .

Alors on devrait redéterminer l'entraxe réel en fonction de cette longueur normalisée de la courroie en tenant compte de la tolérance de cette entraxe E.

**IV-3-8 Détermination de l'entraxe réel :**

L'entraxe réel est définie par

$$a_c \text{ réel} = p + \sqrt{p^2 - q} \tag{IV-15}$$

Avec  $p = 0,25 Lc - 0,393(d_{p1} + d_{p2})$   
 $\Rightarrow p = 206,39[\text{mm}]$

$q = 0,125 (d_{p1} - d_{p2})$   
 $\Rightarrow q = 1012,5[\text{mm}]$

►  $a_c \text{ réel} = 410[\text{mm}]$

**IV-3-9 Tolérance de l'entraxe E :**

La tolérance de l'entraxe est définie par

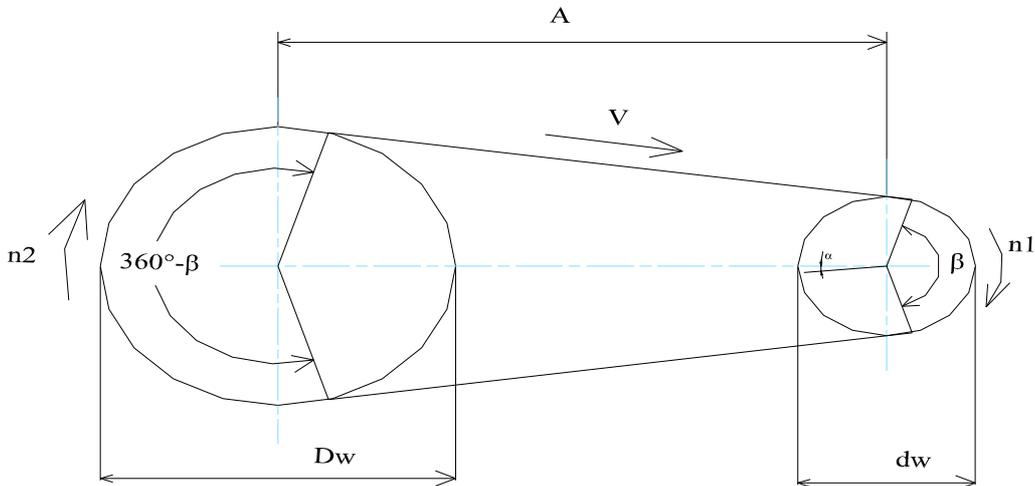
$$a_c \text{ réel} - 15\% Lc \leq E \leq a_c \text{ réel} + 3\% Lc$$

►  $391,25[\text{mm}] \leq E \leq 447,5[\text{mm}]$

Ou  $a_c \text{ réel} = a_c \pm \Delta a_c$

►  $a_c \text{ réel} = (410 \pm 56,25)$

**IV-3-10 Détermination de l'enroulement  $\beta_1$ :**



**Fig IV: 10 Détermination d'enroulement**

$$D'où \sin \delta = \frac{\frac{d_{p2}}{2} - \frac{d_{p1}}{2}}{a_c}$$

et  $\beta_1 = 180^\circ - 2 \delta$

On a aussi  $\sin \delta = \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{180 - 90}{410} \right)$

►  $\sin \delta = 0,11^\circ$

►  $\delta = 6,3^\circ$

►  $\beta_1 = 167,4^\circ$

**IV-3-11 Calcul de coefficient :**

On utilise la méthode d'interpolation pour avoir les coefficients.

- ☐ Calcul de coefficient de l'angle d'enroulement : «  $C_1$  »

▶  $C_1 = 0,971$

- ☐ Calcul de coefficient de charge : «  $C_2$  »

▶ Avec  $C_2 = 1$  parce que la puissance du moteur est inférieure à 7,36 [KW].

- ☐ Calcul de coefficient dépendant de la longueur de la courroie : «  $C_3$  »

▶  $C_3 = 0,925$

**IV-3-12 Calcul de la puissance nominal :**

On a des valeurs sous forme de tableau

i	$x_i$	$y_i$	$\Delta_{y0}$
i = 0	2800	1,82	0,12
i = 1	3200	1,94	

Avec  $x_i$  = les nœuds d'interpolation

$y_i$  = la valeur de correspondante a ces nœuds.

$\Delta_{y0}$  = la différence de  $y_i$ .

Pour  $x = 2900$

$$q = \frac{2900 - 2800}{3200 - 2800}$$

$$q = 0,25$$

Avec  $P = y_0 + q \Delta_{y0}$   
 $\Rightarrow P = 1,82 + 0,25 \cdot 0,12$

▶  $P_n = 1,902[\text{Kw}]$

Et on aura

$$Z = \frac{P \cdot C_2}{P_n \cdot C_1 \cdot C_3}$$

AN :  $Z = \frac{4 \times 1}{1,902 \times 0,925 \times 0,971}$

▶  $Z = 2$

**IV-3-13 Les fréquences de flexion admissible :**

Si  $Z = 2$  la fréquence de flexion est

$$f = \frac{n.Z.V}{Lc} \tag{IV-16}$$

AN :  $f = \frac{13,66 \times 2 \times 1500}{1250}$

►  $f = 32,78[s^{-1}]$

Pour la courroie trapézoïdale, les fréquences de flexion admissible sont de l'ordre de  $40[s^{-1}]$

Alors  $f = 32,78[s^{-1}] < f_{adm} = 40[s^{-1}]$

**IV-3-14 Détermination de la largeur de la jante B :**

Le diamètre de la jante de la poulie motrice est  $d_{p1} = 90[mm]$ . La largeur est définie par :

$$B = (Z-1).e + 2f \tag{IV-17}$$

D'où  $Z = 2$  on a deux gorges de la poutre

$e = 15$

$f = 10$

AN :  $B = (2-1) 15 + 2 \times 10$

►  $B = 35[mm]$

Nous avons les caractéristiques pour la commande de la courroie à la réalisation des éléments de transmission.

Lc	dp <sub>1</sub>	V	P
1250[mm]	90[mm]	13,66[m/s]	4[KW]

**Tableau IV: 04 Caractéristique d'une courroie**

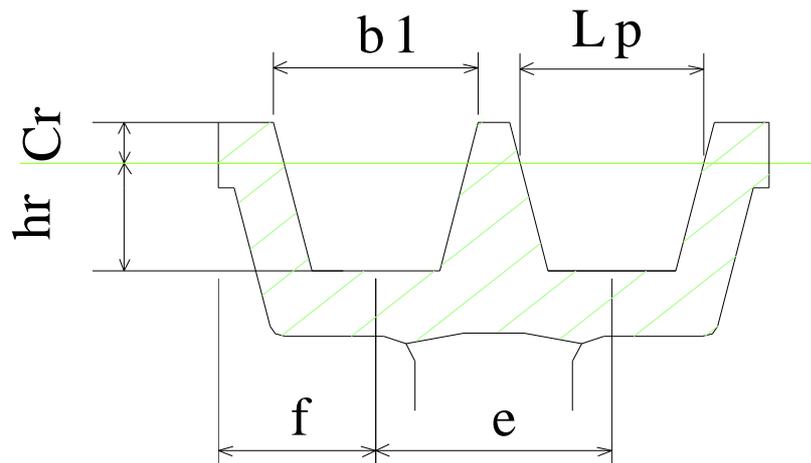
D'après le tableau des courroies trapézoïdales de class A ou

Les courroies trapézoïdales classiques A.

On a ainsi les dimension de la poulie adoptée

b <sub>1</sub>	Lp	α	f	e	t	hr ou h	b ou Cr	B
13	11	34°	10 <sup>±2</sup>	15	±0,3	8,7	3,3	35

**Tableau IV: 05 Dimension de la poulie**



**Fig IV: 11 Dimension de la poulie**

#### IV-3-15 Détermination de la force radiale minimale :

La force radiale minimale est définie par

$$Fr = 153 \frac{P.C_2}{V_{c1}} + k_1 . Z . V_{c1}^2 \quad (\text{IV-18})$$

Avec  $C_2$  = coefficient de charge

$V_{c1}$  = vitesse de la courroie

$k_1$  = coefficient dépendante du profil de la courroie choisie

Pour le profil 13, on a  $k = 0,011$

$Z$  = nombre de la courroie en service

$$\text{AN: } Fr = 153 \times \frac{4.1}{13,66} + 0,011 \times 2 \times 13,66^2$$

$$\blacktriangleright Fr = 48,9 \text{ [Kgf]} = 479,29 \text{ [N]}$$

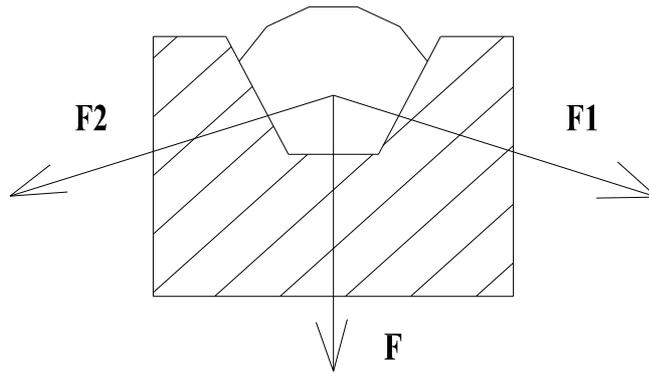
#### IV-3-16 Calcul de la force tangentielle :

La force tangentielle agit à la gorge de la poulie dépende de l'action de la courroie en mouvement. Elle est définie comme suit

$$Ft = \frac{P.C_2 . 102}{V} \quad (\text{IV-19})$$

$$\text{AN: } Ft = \frac{4 \times 1 \times 102}{13,66}$$

$$\blacktriangleright Ft = 29,87 \text{ [Kgf]} = 292,7 \text{ [N]}$$

**IV-3-17 Calcul de la tension minimale de la courroie :****Fig IV: 12 Tension minimale de la courroie**

$$\text{On a } F_t = 2 Z \cos \delta \quad (\text{IV-31})$$

$$\text{avec } \beta = 180 - 2\delta \quad (\text{IV-32})$$

$$= \pi - 2\delta$$

$$\text{d'où } \frac{\beta}{2} = \frac{\pi}{2} - \delta$$

$$\Leftrightarrow \delta = \frac{\pi}{2} - \frac{\beta}{2}$$

$$\text{et } \cos\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\beta}{2}\right) = \sin\frac{\beta}{2}$$

$$\text{D'où } F_t = 2 \cdot Z \cdot F_v \cdot \sin\frac{\beta}{2} \quad (\text{IV-33})$$

On a aussi

$$F_v = \frac{F_r}{2 \cdot Z \cdot \sin\frac{\beta}{2}}$$

$$\text{AN : } F_v = \frac{479,29}{2 \times 2 \times \sin\left(\frac{192,6}{2}\right)}$$

$$\blacktriangleright F_v = 13,5[\text{Kgf}] = 133[\text{N}]$$

**IV-3-18 Calcul de la longueur du brin de la courroie :**

Elle est définie par

$$L_v = a_c \sin\frac{\beta}{2} = a_c \cos \delta \quad (\text{IV-20})$$

$$\text{AN: } L_v = 410 \sin\frac{192,6}{2}$$

$$\blacktriangleright L_v = 407,5[\text{mm}]$$

**IV-3-19 Calcul de la flexion du brin de la courroie :**

Elle est définie par

$$\boxed{f_v = \frac{f_1 \cdot L_v}{100}} \quad \text{(IV-21)}$$

$f_1$  = coefficient de flexion par 100[mm] de longueur du brin.

Sa valeur est donnée par le diagramme en fonction des profils utilisés de la courroie et la tension  $f_v$

Donc nous avons le profil 13, ( $f = 2,3$ )

$$\text{AN : } f_v = \frac{2,3 \times 407,5}{100}$$

$$\blacktriangleright f_v = 9,3[\text{mm}]$$

**PARTIE : 4 «DIMENSIONNEMENT DES ROULEMENTS»**

**IV-4 Le roulement:**

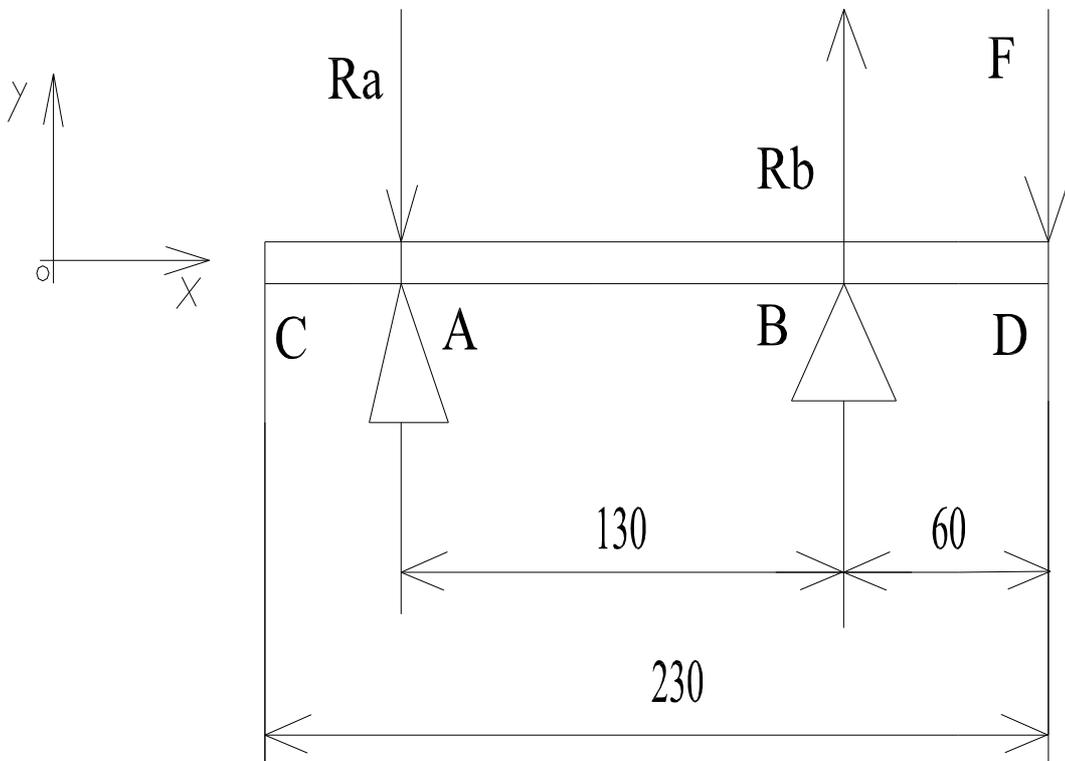
**IV-4-1 Définition :**

Un roulement est un organe qui assure une liaison mobile entre deux éléments d'un mécanisme roulant l'un sur l'autre. Il permet leur rotation relative, sous charges, avec précision et avec frottement minimal.

**IV-4-2 Les charges radiales  $F_{r1}$  et  $F_{r2}$ :**

►  $F_r = 550[N]$

**IV-4-3 Détermination des réaction aux appuis :**



**Fig IV: 13 Réaction aux appuis**

Somme des vecteurs de forces :

$$\sum \vec{F} = \vec{0}$$

$$R_a + R_b + F_d = 0$$

Projection sur l'axe vertical :

$$- R_a + R_b - F_d = 0$$

Le moment par rapport à A

$$\sum M (F/A) = 0$$

$$130 R_b - 190 F_D = 0$$

$$\text{d'où } R_b = \frac{190 F_D}{130}$$

$$\text{avec } F_D = 550[\text{N}]$$

$$\blacktriangleright R_b = 810[\text{N}]$$

$$(IV.50.b) \text{ donne } R_a = R_b - F_D$$

$$\blacktriangleright R_a = 260[\text{N}]$$

#### IV-4-4 Détermination de l'effort tranchant :

$$\text{Entre CA : } \vec{T} = \vec{0} \quad \text{d'où } T = 0$$

$$\text{Entre AB : } \vec{T} = \vec{R}_a \quad \text{d'où } T = R_a \cos \pi$$

$$\blacktriangleright T = -260[\text{N}]$$

$$\text{Entre BD : } \vec{T} = \vec{R}_a + \vec{R}_b \quad \text{d'où } T = R_a \cos \pi + R_b \cos 0$$

$$\blacktriangleright T = 550[\text{N}]$$

#### IV-4-5 Détermination du moment fléchissant :

$$\text{Entre CA : } M_f = 0$$

$$\text{Entre AB : } M_f = M_G(R_a)$$

$$M_f = \begin{vmatrix} -x+40 & 0 \\ \pm y & -260 \\ 0 & 0 \end{vmatrix}$$

$$\Rightarrow M_f = 260(x - 40) \\ = 260x - 10400$$

$$\text{Au point A : } x = 40 \quad \blacktriangleright M_f = 0$$

$$\text{Au point B : } x = 170 \quad \blacktriangleright M_f = 33800[\text{mmN}] = 33,8[\text{mN}]$$

$$\text{Entre BD : } M_f = M_G(R_a) + M_G(R_b)$$

$$M_f = \begin{vmatrix} -x+40 & 0 \\ \pm y & -260 \\ 0 & 0 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} -x+170 & 0 \\ \pm y & 800 \\ 0 & 0 \end{vmatrix}$$

$$\text{d'où } M_f = 260(x - 40) + 800(-x + 170)$$

$$M_f = -540x + 125600$$

$$\text{Au point B : } x = 170 \quad \blacktriangleright M_f = 33800[\text{mmN}] = 33,8[\text{mN}]$$

$$\text{Au point D : } x = 230 \quad \blacktriangleright M_f = 0$$

Alors on a choisit le montage de roulement en « O »

$$\text{On a } F_{r1} = 260[\text{N}]$$

$$F_{r2} = 810[\text{N}]$$

#### IV-4-6 Diagramme de l'effort tranchant et moment fléchissant :

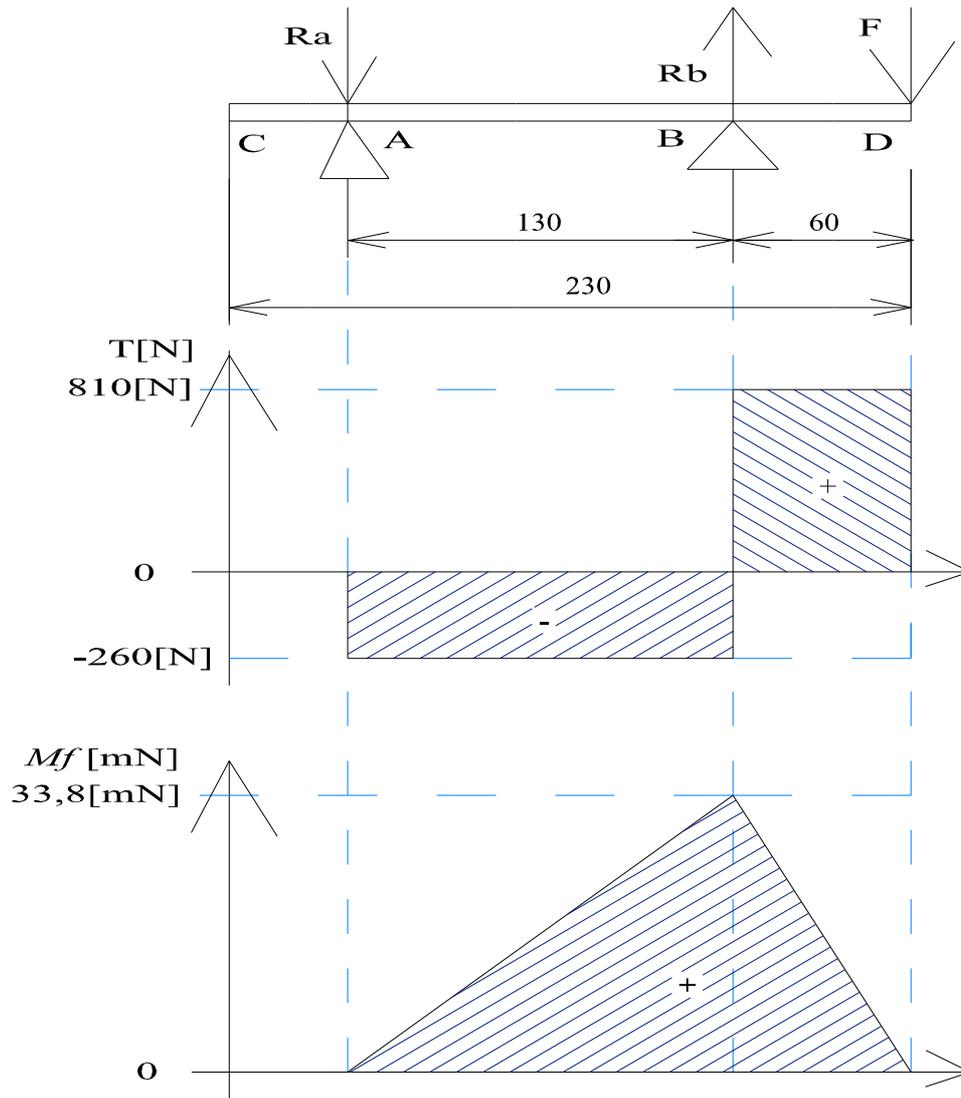


Fig IV: 14 Diagramme de l'effort tranchant et moment fléchissant

#### IV-4-7 Détermination de la charge axiale :

La plus grande force axiale sera obtenue par la vibration de la scie pendant l'opération.

Pour le dimensionnement des différents paramètres, il nous faut définir une charge maximum.

On suppose que la force axiale de la vibration de la scie qui aussi l'effort extérieur appliqué à l'arbre est de  $K_a = 250$  [N].

#### IV-4-8 Calcul de la charge équivalente :

L'arbre est sensé maintenir une scie durant son sciage ou son opération.

Pour cela l'arbre doit posséder un alésage en cône et guidé en rotation par 2 roulements à rouleau conique de diamètre  $d_1 = 45$  [mm] et  $d_2 = 50$  [mm]

**IV-4-9 Caractéristique du roulement :**Pour le roulement  $R_1 = d_1 = 45[\text{mm}]$ 

$d_1$		45[mm]
D		85[mm]
T		20,75[mm]
r		1,5[mm]
Charge de base	stat $C_0$	4400[daN]
	dyn C	6270[daN]
Vitesse	n	6000[tr/min]
Désignation		30209
Série de dimension		02
Coeff de calcul	e	0,4
	$Y_1$	1,48

**Tableau IV: 06 Caractéristique du roulement  $R_1 = 45[\text{mm}]$** Pour le roulement  $R_2 = d_2 = 50[\text{mm}]$ 

$D_2$		50[mm]
D		90[mm]
T		21,75[mm]
r		1,5[mm]
Charge de base	stat $C_0$	5200[daN]
	dyn C	7040[daN]
Vitesse	n	5600[tr/min]
Désignation		30210
Série de dimension		02
Coeff de calcul	e	0,43
	$Y_1$	1,4

**Tableau IV: 07 Caractéristique du roulement  $R_2 = 50[\text{mm}]$** **IV-4-10 Calcul de la charge axiale :**

$$\frac{F_{r1}}{Y_1} = \frac{260}{1,48} = 175,5[\text{N}]$$

$$\frac{F_{r2}}{Y_2} = \frac{810}{1,4} = 580[\text{N}]$$

$$\Rightarrow \frac{F_{r2}}{Y_2} > \frac{F_{r1}}{Y_1}$$

On calcul d'abord  $F_{a1}$ 

Avec

$$F_{a1} = \frac{0,5 \cdot F_{r1}}{Y_1} \quad (\text{IV-22})$$

$$\text{AN : } F_{a1} = \frac{0,5 \cdot 260}{1,48}$$

$$\blacktriangleright F_{a1} = 120[\text{N}]$$

$$\text{Avec } K_a \geq 0,5 \left( \frac{F_{r2}}{Y_2} - \frac{F_{r1}}{Y_1} \right) \quad (\text{IV-23})$$

**►  $K_a = 205[\text{N}]$**

Calcul de  $F_{a2}$ 

$$F_{a2} = F_{a1} + K_a \quad (\text{IV-24})$$

$$\text{AN : } F_{a2} = 120 + 250$$

**►  $F_{a2} = 370[\text{N}]$**

**IV-4-11 Calcul de la charge dynamique :**

- Pour le roulement  $R_1$ , avec  $d_1 = 45[\text{mm}]$

$$\text{On a } \frac{F_{a1}}{F_{r1}} = 0,46 \quad \text{avec } e = 0,4$$

$$\Rightarrow \frac{F_{a1}}{F_{r1}} > e$$

Ce qui nous donne la valeur de  $X = 0,4$  et  $Y = 1,45$ Calcul de la charge  $P_1$ 

$$P_1 = X F_{a1} + Y F_{r1} \quad (\text{IV-25})$$

**►  $P_1 = 450[\text{N}]$**

Calcul de la charge dynamique  $C_1$ 

$$C_1 = 4,45 P_1 \quad (\text{IV-26})$$

**►  $C_1 = 2000[\text{N}]$**

On a  $C_1 = 2000[\text{N}]$  est inférieur à  $6270[\text{daN}]$  d'où  $30209$  convient.

- Pour le roulement  $R_2$ , avec  $d_2 = 50[\text{mm}]$

$$\text{On a } \frac{F_{a2}}{F_{r2}} = 0,45 \quad \text{avec } e = 0,43$$

$$\text{Donc } \frac{F_{a2}}{F_{r2}} > e$$

Ce qui nous donne la valeur de  $X = 0,4$  et  $Y = 1,45$ Calcul de la charge  $P_2$ 

$$P_2 = X F_{a2} + Y F_{r2}$$

**►  $P_2 = 1500[\text{N}]$**

Calcul de la charge dynamique  $C_2$ 

$$C_2 = 4,45 P_2$$

**►  $C_2 = 6675[\text{N}]$**

On a  $C_2 = 6675[\text{N}]$  est inférieur à  $7040[\text{N}]$  d'où  $30210$  convient.

**IV-4-12 Calcul de la durée de vie de roulement :**

Elle est définie par

$$\boxed{L_h = \frac{10^6}{60.N} \left( \frac{C}{P} \right)^n} \quad \text{(IV-27)}$$

Avec :  $L_h$  = durée de vie du roulement [heures]

$N$  = vitesse de rotation de l'arbre [tr/min]

$n$  = coefficient suivant type de roulement

(Dans le roulement rouleau conique  $n = \frac{10}{3}$ ) (IV-27.a)

$C$  = Charge dynamique de basse [N]

$P$  = Charge dynamique équivalent [N]

■ Pour le roulement  $R_1$ , avec  $d_1 = 45$ [mm]

$$\text{AN : } L_{h1} = \frac{10^6}{60 \times 1500} \left( \frac{62700}{2000} \right)^{\frac{10}{3}}$$

►  $L_{h1} = 1067000$ [heures]

■ Pour le roulement  $R_2$ , avec  $d_2 = 50$ [mm]

$$\text{AN : } L_{h2} = \frac{10^6}{60 \times 1500} \left( \frac{70400}{6675} \right)^{\frac{10}{3}}$$

►  $L_{h2} = 29000$ [heures]

**PARTIE : 5 «VIS DE FIXATION DE ROULEMENT»**

**IV-5 La Vis du support :**

**IV-5-1 Définition :**

Les vis sont des composants filetés munis d'une tête permettant et d'une extrémité adaptée pour réaliser différentes fonctions mécaniques telles que assemblage, pression, arrêt, guidage et blocage.

**IV-5-2 Vérification du diamètre de vis de fixation de roulement :**

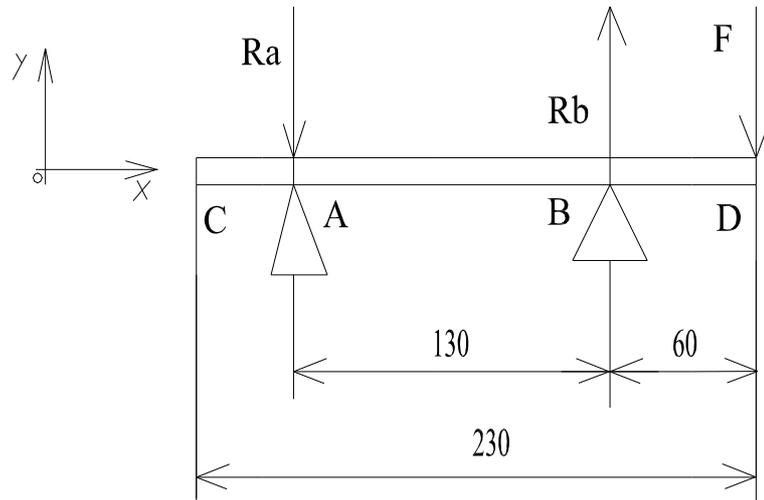
La fixation est assimilée à une poutre reposant sur deux appuis et soumise à une force  $\vec{F}$ .

$$\vec{F} = \vec{F}_D + \vec{F}_a$$

Avec  $\vec{F}_D$  = force dispositif = 550[N]  
 $\vec{F}_a$  = force dispositif sur la roulement.  
 La résultante des ces forces donnent

►  $\vec{F} = 10000[N]$

**IV-5-2-1 Détermination des réaction aux appuis :**



**Fig IV: 15 Réaction aux appuis**

Somme des vecteurs de forces :  
 $\sum \vec{F} = \vec{0}$   
 $Ra + Rb + Fd = 0$

Projection sur l'axe vertical :

$$-R_a + R_b - F_D = 0$$

Le moment par rapport à A 

$$130 R_b - 190 F_D = 0$$

$$\text{d'où } R_b = \frac{190 F_D}{130}$$

$$\text{avec } F_D = 10000[\text{N}]$$

$$\blacktriangleright R_b = 15000[\text{N}]$$

(2<sup>é</sup>q) donne  $R_a = R_b - F_D$

$$\blacktriangleright R_a = 5000[\text{N}]$$

Par conclusion  $R_b > F_D$ , donc  $R_a$  est même sens que  $F_D$ .

#### IV-5-2-2 Détermination de l'effort tranchant :

$$\text{Entre CA : } \vec{T} = \vec{0} \quad \text{d'où } T = 0$$

$$\text{Entre AB : } \vec{T} = \vec{R}_a \quad \text{d'où } T = R_a \cos \pi$$

$$\blacktriangleright T = -5000[\text{N}]$$

$$\text{Entre BD : } \vec{T} = \vec{R}_a + \vec{R}_b \quad \text{d'où } T = R_a \cos \pi + R_b \cos 0$$

$$\blacktriangleright T = 10000[\text{N}]$$

#### IV-5-2-3 Détermination de moment fléchissant :

$$\text{Entre CA : } M_f = 0$$

$$\text{Entre AB : } M_f = M_G(R_a)$$

$$M_f = \begin{vmatrix} -x+40 & 0 \\ \pm y & -5000 \\ 0 & 0 \end{vmatrix}$$

$$\Rightarrow M_f = -5000(-x+40)$$

$$= 5000x - 200000$$

$$\text{Au point A : } x = 40 \quad \blacktriangleright M_f = 0$$

$$\text{Au point B : } x = 170 \quad \blacktriangleright M_f = 650000[\text{mmN}] = 650[\text{mN}]$$

$$\text{Entre BD : } M_f = M_G(R_a) + M_G(R_b)$$

$$M_f = \begin{vmatrix} -x+40 & 0 \\ \pm y & -5000 \\ 0 & 0 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} -x+170 & 0 \\ \pm y & 15000 \\ 0 & 0 \end{vmatrix}$$

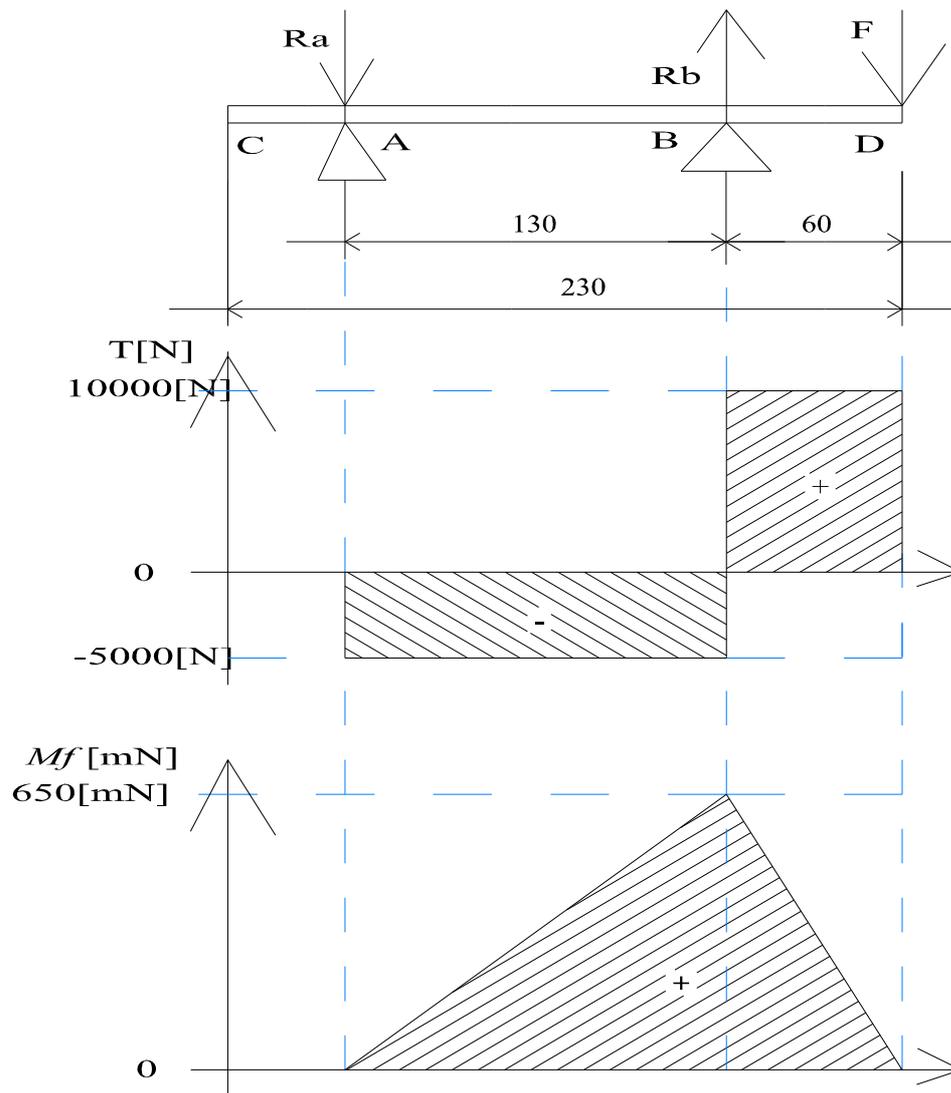
$$\text{d'où } M_f = 5000(x-40) + 15000(-x+170)$$

$$M_f = -10000x + 2350000$$

$$\text{Au point B : } x = 170 \quad \blacktriangleright M_f = 650000[\text{mmN}] = 650[\text{mN}]$$

$$\text{Au point D : } x = 230 \quad \blacktriangleright M_f = 0$$

#### IV-5-2-4 Diagramme de l'effort tranchant et moment fléchissant :



**Fig IV: 16 Diagramme de l'effort tranchant et moment fléchissant**

#### IV-5-2-5 Calcul de l'effort axial de la vis :

D'après le calcul de réaction, on a eu l'effort axial de chaque vis.

$$T_1 = 15000[\text{N}]$$

$$T_2 = 5000[\text{N}]$$

Pour vérifier le diamètre de la vis du support, on prend la valeur de charge

$$T = 15000[\text{N}]$$

La vis est soumise en même temps à la traction et cisaillement. Et d'après ça on détermine le diamètre de la vis.

Pour un acier C35 acier demi dur, la résistance à la traction est de  $R_m = 820[\text{N}/\text{mm}^2]$  et nous choisissons  $k = 3$ , et la résistance pratique à la traction est de  $R_p = 275[\text{N}/\text{mm}^2]$

$$\sigma = \frac{T}{S} \quad \text{avec } S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

$$d^2 \geq \frac{4 \cdot T}{\pi \sigma}$$

$$\text{AN : } d^2 \geq \frac{4 \times 15000}{275 \times \pi}$$

- ▶  $d^2 \geq 70[\text{mm}]$
- ▶  $d \geq 8,5[\text{mm}]$

D'après le calcul  $d \geq 8,5$  [N/mm<sup>2</sup>]

On prend une marge de sécurité si l'effort de vibration augmente :

=>Diamètre de vis de roulement R<sub>1</sub> est de 12[mm]

=>Diamètre de vis de roulement R<sub>2</sub> est de 16[mm]

#### IV-5-2-6 Calcule de la contrainte :

La vibration de la scie provoque un moment de cisaillement pour les 4 vis, ce qui nous permet de dimensionner la vis.

- Pour le roulement R<sub>1</sub> ; d<sub>1</sub> = 45[mm]

*Calcul de la contrainte de cisaillement :*

$$\sigma = \frac{F}{S}$$

$$\text{Avec } S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 88 [\text{mm}^2]$$

$$\text{AN : } \sigma = \frac{15000}{88}$$

$$\sigma = 170 [\text{N/mm}^2]$$

- Pour le roulement R<sub>2</sub> ; d<sub>2</sub> = 50[mm]

*Calcul de la contrainte de cisaillement :*

$$\sigma = \frac{F}{S}$$

$$\text{Avec } S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 167 [\text{mm}^2]$$

$$\text{AN : } \sigma = \frac{15000}{167}$$

$$\sigma = 90 [\text{N/mm}^2]$$

**IV-5-2-7 Longueur de la vis :**

Elle est définie par

$$\boxed{\ell \geq s + 1,5 \cdot d} \quad (\text{IV-28})$$

Avec  $\ell$  = longueur nominal

s = épaisseur des pièces serrés

d = diamètre de la vis

- Pour le roulement R<sub>1</sub> ; d<sub>1</sub> = 45[mm]

$$\text{AN : } \ell = 20 + 1,5 \times 12$$

$$\ell = 38[\text{mm}]$$

$$\blacktriangleright \ell = 40[\text{mm}] \quad (\text{normalisé})$$

- Pour le roulement R<sub>2</sub> ; d<sub>2</sub> = 50[mm]

$$\text{AN : } \ell = 20 + 1,5 \times 16$$

$$\ell = [\text{mm}]$$

$$\blacktriangleright \ell = 50[\text{mm}] \quad (\text{normalisé})$$

**IV-5-2-8 Désignations :**Désignations boulon: **H.M12-40**Désignations boulon: **H.M16-50**

**PARTIE : 6 «CALCUL DE VIS SANS FIN»****IV-6 Vis sans fin : Tendeur de la courroie****IV-6-1 Caractéristique du vis sans fin :**

Un acier mi dur C50,

- ▶ Limite élastique est 750 [N/mm<sup>2</sup>]
- ▶ Le coefficient de sécurité k = 3,
- ▶ La contrainte limite pratique est 250[N/mm<sup>2</sup>]
- ▶ L'effort de charge maximum est 20[KN]

**IV-6-2 Détermination du  $\varnothing$  vis sans fin :**

$$\sigma \geq \frac{F}{S} \quad \text{avec } S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

$$d^2 \geq \frac{4F}{\pi \cdot \sigma}$$

Avec  $F = \vec{F}_{r.courroie} \oplus \vec{F}_{r.scie} \oplus \vec{F}_{t.courroie}$

La résultante des ces trois forces est 1000[N]

$$\text{AN : } d^2 \geq \frac{4 \times 1000}{250 \cdot \pi}$$

$$\text{▶ } d^2 \geq 5,09[\text{mm}^2]$$

$$\text{▶ } d \geq 2,25[\text{mm}]$$

Pour un  $d_{\text{noyau}} = 2,25[\text{mm}]$ , la section du noyau correspondante est de  $A_s = 5,5[\text{mm}^2]$

$$\text{Et } d_{\text{éq}} = \frac{d_1 + d_2}{2} \quad ; \quad A_s = \frac{\pi \cdot d_{\text{éq}}^2}{4}$$

On prend **D = 12[mm]** et **Pas p = 1,75[mm]**

**IV-6-3 Calcul de la contrainte maximale :**

La classe de la qualité du boulon est de 6,8. Donc on a

- ▶ Limite d'élasticité  $\sigma_e = 480[\text{N/mm}^2]$
- ▶ Résistance à la traction = 600[N/mm<sup>2</sup>]

Maintenant on calcul la contrainte maximal du boulon

$$\sigma_{\text{max}} = 0,9 \cdot R_e$$

(IV-29)

$$\text{AN : } \sigma_{\text{max}} = 0,9 \cdot 480$$

$$\text{▶ } \sigma_{\text{max}} = 432[\text{N/mm}^2]$$

Calcul de l'effort maximal sur notre vis :

$$F_{\text{maxi}} = \sigma_{\text{max}} \cdot A_s$$

(IV-30)

$$\text{▶ } F_{\text{maxi}} = 2375[\text{N}]$$

**Conclusion : 20[KN] > 2,375[KN], le diamètre de la vis est 12[mm]**

**IV-6-4 Calcul de la contrainte de torsion :**

$$\tau = \frac{C}{\frac{I_0}{V}} \quad \text{(IV-31)}$$

Avec C = couple de serrage

$$C_s = F[f \cdot \rho + (f' + \text{tg } \alpha) \rho'] \quad \text{(IV-31.a)}$$

Avec F = 1000[N]

f = f' = coefficient de frottement = 0,2

$\rho$  = rayon = 0,7 D = 8,4[mm]

$\rho'$  = rayon = 0,5 D = 6[mm]

$\Delta$  = diamètre à flancs de filet = D - 0,65.P = 10,86[mm]

$$\text{tg } \alpha = \frac{p}{\pi \Delta} = \frac{1,75}{10,86\pi} = 0,05$$

$$\text{AN: } C_s = [1000(0,2 \times 8,4 + (0,2 + 0,05) \times 6)]$$

► **C<sub>s</sub> = 3180[Nmm]**

Et le module torsion

Et  $\frac{I_0}{V} = \text{module torsion}$

Avec d = 12[mm]

$$\frac{I_0}{V} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \quad \text{(IV-31.b)}$$

►  $\frac{I_0}{V} = 350[\text{mm}^3]$

$$\text{AN: } \tau = \frac{3180}{350}$$

►  **$\tau = 9[\text{N/mm}^2]$**

**IV-6-5 Calcul de la contrainte normale à l'extension:**

Elle est définie par :

$$\sigma_{\text{ex}} = \frac{F}{S_n} \quad \text{(IV-32)}$$

Avec  $S_n = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$  et d = D - 1,4 p = 9,55[mm]

$$\text{AN: } \sigma_{\text{ex}} = \frac{1000}{75}$$

►  **$\sigma_{\text{ex}} = 13[\text{N/mm}^2]$**

**IV-6-6 Calcul de la contrainte de comparaison :**

Elle est définie par

$$\sigma_1 = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad \text{(IV-33)}$$

$$\text{AN : } \sigma_1 = \sqrt{13^2 + 3(9^2)}$$

$$\blacktriangleright \sigma_1 = 20[\text{N/mm}^2]$$

Par conclusion : la vis présente est en toute sécurité.

**PARTIE : 7 «DETERMINATION ROUE-VIS SANS FIN»**

**IV-7 Roue Vis sans fin:** Réglage d'hauteur de la scie.

**IV-7-1 Vis sans fin:**

**IV-7-1-1 Caractéristique du vis sans fin :**

Un acier E 24

- ▶ La limite élastique est 240 [N/mm<sup>2</sup>]
- ▶ Coefficient de sécurité k = 3

**IV-7-1-2 Détermination du diamètre de la vis sans fin :**

Dans les deux sollicitations extension et compression, les contraintes sont égaux.

$$\sigma \geq \frac{F}{S} \quad \text{avec } S = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

$$D^2 \geq \frac{4F}{\pi \cdot \sigma}$$

$$\text{AN : } D^2 = \frac{4 \times 550}{\pi \times 240}$$

▶  $D^2 = 2,9[\text{mm}]$

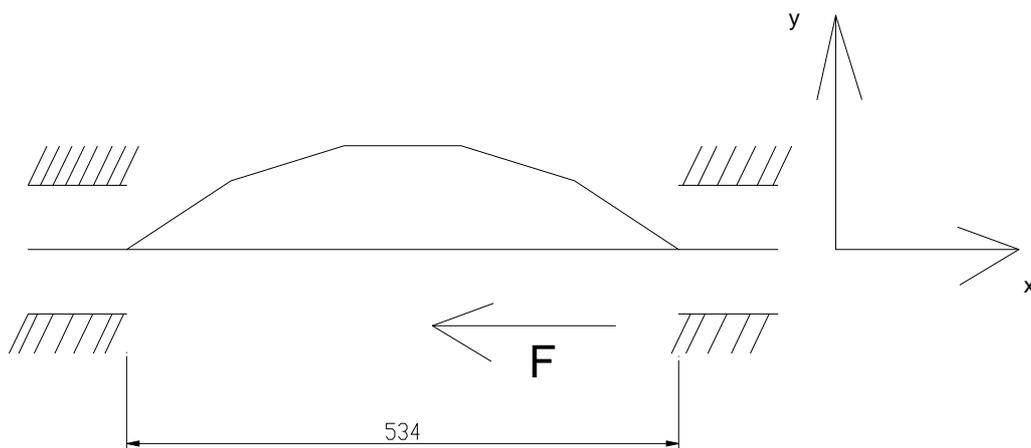
▶  $D = 2[\text{mm}]$

On prend  $\varnothing D = 20[\text{mm}]$

**IV-7-1-3 Détermination de la charge maximum de flambage :**

On utilise la théorie « **D'Euler** »

Poutre encastrée en deux extrémités :



**Fig IV: 17 Schéma de flambement**

$$y'' + \frac{F}{E \cdot I_z} y = \frac{M_z}{E \cdot I_z}$$

$$\text{On pose } \omega^2 = \frac{F}{E.I_z}$$

$$\Rightarrow y(x) = C_1 \cos \omega x + C_2 \sin \omega x + \frac{M_B}{E.I_z}$$

$$\Rightarrow \begin{matrix} x(0) = 0 \\ y(0) = 0 \end{matrix} \Rightarrow \left| C_1 = \frac{M_B}{E.I_z} \right.$$

$$\Rightarrow \begin{matrix} x(0) = 0 \\ y(0) = 0 \\ y'(x) = x_1 \omega \sin \omega x + C_2 \omega \cos \omega x \end{matrix} \Rightarrow \left| C_2 = 0 \right.$$

$$\Rightarrow \begin{matrix} x=L=534 \\ y=0 \end{matrix} \Rightarrow \left| C_1 \cos \omega L + \frac{M_B}{E.I_z} = 0 \right.$$

$$-\frac{M_B}{E.I_z} \cos \omega L + \frac{M_B}{E.I_z} = 0$$

$$\frac{M_B}{E.I_z} \cos \omega L = \frac{M_B}{E.I_z}$$

$$\cos \omega L = 1 \quad \text{d'ou } \omega L = 2k\pi$$

$$\omega^2 = \left[ \frac{2.k.\pi}{L} \right]^2$$

$$\frac{F}{E.I_z} = \left[ \frac{2.k.\pi}{L} \right]^2$$

$$\text{En fin } F_E = \frac{\pi^2 \cdot E.I_{\min}}{L^2} \quad (\text{IV-34})$$

Avec  $F_E$  = Effort maximum de flambage

$E$  = module d'élasticité (200000[MPa])

$$I_{\min} = \frac{\pi \cdot D^4}{64} = 7850[\text{mm}^4]$$

$L$  = Longueur de la vis = 534[mm]

$$\blacktriangleright F_E = 54000[\text{daN}]$$

#### IV-7-1-4 Vérification charge de flambage :

On utilise la méthode de « **DUTHEIL** ». Pour vérifier la valeur de  $F_E$  si elle est acceptable ou pas

$$\blacksquare k\sigma \leq \sigma_e \quad \text{avec } \sigma = \frac{N}{S}$$

$$D'ou\ S \geq \frac{k \cdot N}{\sigma_e}$$

Avec  $N =$  Charge du moteur et les pièces = 550[N]

$k =$  Coefficient de sécurité = 3

$\sigma_e =$  Limité d'élasticité = 240[N/mm<sup>2</sup>]

$$S = 6,8[\text{mm}^2] \text{ et on prend } S = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

$$\blacktriangleright S = 314[\text{mm}^2]$$

$$\blacksquare F_E = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{\min}}{L^2} = 54000[\text{daN}]$$

$$\blacksquare \sigma_k = \frac{F_E}{S} = \frac{54000}{314} = 170[\text{daN/mm}^2]$$

$$\blacksquare \sigma = \frac{N}{S} = \frac{550}{314} = 2[\text{daN/mm}^2]$$

$$\Rightarrow \sigma_k > \sigma$$

$$\blacksquare \lambda = \frac{L}{i_{\min}} \quad (\text{IV-35})$$

Avec  $i_{\min} =$  rayon de giration

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\min}}{S}} = \sqrt{\frac{7850}{314}}$$

$$i_{\min} = 5$$

$$\text{AN : } \lambda = \frac{534}{5}$$

$$\blacktriangleright \lambda = 103,8$$

**Par conclusion : En Acier  $\lambda > 100$ , donc la formule d'Euler est valable.**

#### IV-7-1-5 Calcul de la contrainte maximale :

La classe de la qualité du boulon est de 8,8. Donc on a

► Limite d'élasticité  $\sigma_e = 640[\text{N/mm}^2]$

► Résistance à la traction = 800[N/mm<sup>2</sup>]

Maintenant on calcul la contrainte maximal du boulon

$$\sigma_{\max} = 0,9 \cdot R_e$$

(IV-29)

$$\text{AN : } \sigma_{\max} = 0,9 \times 640$$

$$\blacktriangleright \sigma_{\max} = 600[\text{N/mm}^2]$$

Calcul de l'effort maximal sur notre vis :

$$\boxed{F_{\max} = \sigma_{\max} \cdot A_s} \quad (\text{IV-30})$$

$$A_s = \frac{\pi \cdot d_{\text{eq}}^2}{4} \quad \text{et} \quad d_{\text{eq}} = \frac{d_1 + d_2}{2}$$

$$\text{D'où} \quad A_s = 2,6[\text{mm}^2] \quad \text{et} \quad d_{\text{eq}}^2 = 1,85[\text{mm}^2]$$

$$\blacktriangleright F_{\max} = 1750[\text{N}]$$

**Conclusion : Puisque 540[KN] > 1,750[KN], le diamètre de la vis est 20[mm]**

#### IV-7-1-6 Calcul de la contrainte de torsion :

$$\boxed{\tau = \frac{C}{\frac{I_0}{V}}} \quad (\text{IV-31})$$

Avec C = couple de serrage

$$C_s = F[f \cdot \rho + (f' + \text{tg } \alpha) \rho'] \quad (\text{IV-31.a.})$$

Avec F = 1750[N]

f = f' = coefficient de frottement = 0,2

$\rho$  = rayon = 0,7 D = 14[mm]

$\rho'$  = rayon = 0,5 D = 10[mm]

$\Delta$  = diamètre à flancs de filet = D - 0,65.P = 18,375[mm]

$$\text{tg } \alpha = \frac{p}{\pi \cdot \Delta} = \frac{2,5}{18,375 \times \pi} = 0,04$$

$$\text{AN: } C_s = [1750(0,2 \times 14 + (0,2 + 0,04) \times 10)]$$

$$\blacktriangleright C_s = 9100[\text{Nmm}]$$

Et le module torsion

$$\text{Et} \quad \frac{I_0}{V} = \text{module torsion}$$

Avec d = 20[mm]

$$\frac{I_0}{V} = \frac{\pi}{16} \cdot d^3 \quad (\text{IV-31.b})$$

$$\blacktriangleright \frac{I_0}{V} = 1570[\text{mm}^3]$$

$$\text{D'où} \quad \tau = \frac{9100}{1570}$$

$$\blacktriangleright \tau = 5,7[\text{N/mm}^2]$$

#### IV-7-1-7 Calcul de la contrainte normal à l'extension:

Elle est définie par :

$$\sigma_{\text{ex}} = \frac{F}{S_n} \quad (\text{IV-7.a})$$

$$\text{AN : } \sigma_{\text{ex}} = \frac{1750}{314}$$

$$\blacktriangleright \sigma_{\text{ex}} = 5,5[\text{N/mm}^2]$$

#### IV-7-1-8 Calcul de la contrainte de comparaison :

Elle est définie par

$$\sigma_1 = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (\text{IV-50})$$

$$\text{AN : } \sigma_1 = \sqrt{5,5^2 + 3(5,7^2)}$$

$$\blacktriangleright \sigma_1 = 11,3[\text{N/mm}^2]$$

Par conclusion : la vis présente est en toute sécurité.

#### IV-7-1-9 Caractéristiques de la vis :

Caractéristique de la vis	Formule	Valeur
Diamètre nominal		d = 20 [mm]
Le Pas de profil et La valeur du vide a fond de filet		P = 2,5[mm] a <sub>c</sub> = 0,5[mm]
Hauteur du triangle de définition	H = 1,866.P	H = 4,66[mm]
Hauteur du triangle en contact	H <sub>1</sub> = 0,5. P	H <sub>1</sub> = 1,25[mm]
Hauteur filetage de la vis	h <sub>3</sub> = H <sub>1</sub> + a <sub>c</sub> ou = 0,5.P + a <sub>c</sub>	h <sub>3</sub> = 1,75[mm]
Diamètre noyau de la vis	d <sub>3</sub> = d - 2. h <sub>3</sub>	d <sub>3</sub> = 16,5[mm]
Diamètre sur flanc, diamètre primitif	D <sub>2</sub> = d - $\frac{H_1}{2}$	D <sub>2</sub> = 19,375[mm]

**Tableau IV: 09 Caractéristique de la vis**

**IV-7-1-10 Caractéristiques de l'écrou :**

Caractéristique de l'écrou	de	Formule	Valeur
Hauteur filetage de l'écrou		$H_4 = H_1 + a_c$	$H_4 = 1,75[\text{mm}]$
Diamètre intérieur de l'écrou		$D_1 = d - 2 \cdot H_1$	$D_1 = 17,5[\text{mm}]$
Diamètre extérieur de l'écrou		$D_4 = d + 2 \cdot a_c$	$D_4 = 21[\text{mm}]$
Diamètre sur flanc		$D_2 = d - \frac{H_1}{2}$	$D_4 = 19,375[\text{mm}]$

**Tableau IV: 10 Caractéristique de l'écrou****IV-7-1-11 Calcul largeur de l'écrou :**

Elle est définie par :

$$m = \frac{F \cdot p}{p_{adm} \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1} \quad (\text{IV-36})$$

Avec m = largeur de l'écrou

F = Poids dispositif

p = Pas

$p_{adm}$  = pression admissible = 10[N/mm<sup>2</sup>]

$d_2$  = diamètre à flancs de filet

$H_1$  = profil du filet

► On prend  $m = 30[\text{mm}]$

**IV-7-1-12 Désignations : M 20, class 8,8**

Par conclusion : la vis présente est en tout sécurité.

**IV-7-2- Quelque valeur de la roue et la vis sans fin :****IV-7-2-1 Déplacement axial pour un tour de la vis :**

Elle est définie par :

$$\text{Dep}_{axial} = N \cdot P \quad (\text{IV-37})$$

Avec N = nombre de filet de la vis = 2

$$P = \text{pas} = 1,5$$

►  $\text{Dep}_{axial} = 5[\text{mm/tr}]$

**IV-7-2-2 Calcul de la vitesse de la vis :**

Avec

$$\Rightarrow \text{Nombre de tour de la roue} = n_3 = 100[\text{tr/min}]$$

$$\Rightarrow \text{Diamètre primitive de la roue} = D_5 = 36[\text{mm}] \quad ; R_5 = 18[\text{mm}]$$

- ⇒ Diamètre primitive de la vis =  $d = 16[\text{mm}]$  ;  $r = 8[\text{mm}]$
- ⇒ Module standard =  $m = 2$
- ⇒ L'inclinaison primitive du filet de la vis par rapport à l'axe =  $\beta_1 = 78,85^\circ$   
avec  $\beta_2 + \beta_1 = 90^\circ$  d'où  $\beta_2 = 90 - \beta_1$   
 $\beta_2 = 11,15^\circ$
- ⇒  $\frac{n_3}{n_4} = \frac{D_5 \cdot \tan \beta_1}{d}$
- D'où  $\frac{n_3}{n_4} = 11,5$  ;

►  $n_4 = 8,5[\text{tr/min}]$

#### IV-7-2-3 Détermination des filets de la roue :

Elle est définie par :

$$Z_2 = Z_1 \cdot \frac{n_3}{n_4} \quad (\text{IV-38})$$

AN :  $Z_2 = 2 \times 11,5$

►  $Z_2 = 23$

#### IV-7-2-4 Détermination de la module apparent :

Elle est définie par :

$$m_t = \frac{D_5}{Z_2} \quad (\text{IV-39})$$

AN :  $m_t = \frac{36}{23}$

►  $m_t = 1,5$

#### IV-7-2-5 Détermination module réel :

Elle est définie par :

$$m_n = m_t \cdot \sin \beta_1 \quad (\text{IV-40})$$

AN:  $m_n = 1,5 \times \sin 78,85$

►  $m_n = 1,4$

#### IV-7-2-6 Calcul de rendement :

Elle est définie par :

$$\eta = \frac{\cos \beta_1}{\tan(\beta_2 + \varphi)} \quad (\text{IV-41})$$

On prend  $f = 0,06$  : coefficient de frottement soit un angle de

Frottement  $\varphi = 3,43^\circ$

AN :  $\eta = \frac{\cos 78,85}{\tan(11,15 + 3,43)}$

►  $\eta = 0,73$

**IV-7-2-7 Détermination de la largeur de la roue :**

Elle est définie par :

$$b_n = \frac{b}{\sin \beta_1}$$

$$\text{et } \cos \gamma = \frac{r}{r+m}$$

Avec  $r$  = rayon primitive de la vis = 8[mm]

$$m = \text{module réel} = 1,4$$

$$\text{AN : } \cos \gamma = \frac{8}{8+1,4}$$

- $\cos \gamma = 0,85$
- $\gamma = 31,67^\circ$

$$\text{Avec } b = d \cdot \tan \gamma \quad (\text{IV-42})$$

- $b = 12,33[\text{mm}]$

$$\text{D'où } b_n = \frac{12,33}{\sin 78,85}$$

$$\blacktriangleright b_n = 12,56[\text{mm}]$$

**IV-7-2-8 Caractéristique de la roue :**

Caractéristique de la roue	Formule	Valeur
Diamètre primitif		$D_5 = 36[\text{mm}]$
Diamètre de tête	$D_a = D_5 + 2.m$	$D_a = 40[\text{mm}]$
Diamètre de pied	$D_f = D_5 - 2,5.m$	$D_f = 31[\text{mm}]$
Inclinaison de primitive de l'hélice		$\beta_2 = 11,15^\circ$
Nombre de dents		$Z_2 = 23$
Module apparent		$m_t = 1,5$
Module réel		$m_n = 1,4$
Pas apparent	$P_t = \pi \cdot M_t$	$P_t = 4,71[\text{mm}]$
Pas réel	$P_{nr} = \pi \cdot M_n$	$P_{nr} = 4,39[\text{mm}]$
Largeur apparente	$b = d \cdot \tan \gamma$	$b = 12,33[\text{mm}]$
Angle de pression réel		$\alpha_n = 20^\circ$
Angle de pression axial		$\alpha_{x1} = 20,17^\circ$

**Tableau IV : 11 Caractéristique de la roue**

**IV-7-2-9 Caractéristique de la vis :**

Caractéristique de la vis	Formule	Valeur
Diamètre primitif		$d = 16[\text{mm}]$
Diamètre de tête	$d_a = d + 2.m$	$d_a = 2[\text{mm}]$
Diamètre de pied	$d_f = d - 2,5.m$	$d_f = 15[\text{mm}]$
Inclinaison de primitive de l'hélice		$\beta_1 = 78,85^\circ$
Nombre de filet		$Z_1 = 2$
Module apparent		$m_t = 1,5$
Module réel		$m_n = 1,4$
Pas apparent	$P_t = \pi. M_t$	$P_t = 4,71[\text{mm}]$
Pas réel	$P_{nr} = \pi. M_n$	$P_{nr} = 4,39[\text{mm}]$
Angle de pression réel		$\alpha_n = 20^\circ$
Angle de pression axial		$\alpha_{x1} = 20,17^\circ$

**Tableau IV : 12 Caractéristique de la vis sans fin****IV-7-3 Détermination des efforts exercés sur les arbres et les paliers :****IV-7-3-1 Caractéristique de la roue :**

Un acier E 24

- ▶ La limite élastique est 240 [N/mm<sup>2</sup>]
- ▶ Coefficient de sécurité  $k = 3$

Quelque rappelle :

Nom	Symbole	Valeur
Nombre de filet de la vis	$Z_1$	2
Nombre de dent de la roue	$Z_2$	23
Rapport	$i = \frac{Z_2}{Z_1}$	11,5
Ø primitif de la vis	$d_1$	16[mm]
Ø primitif de la roue	$d_2$	36[mm]
Nombre de tour de la vis	$n_1$	8,5[tr/mn]
Nombre de tour de la roue	$n_2$	100[tr/mn]
Couple de la vis = couple de serrage	$C_s = C_1$	9100[Nmm]

**Tableau IV : 13 Valeur de rappel**

**IV-7-3-2 Détermination diamètre de l'arbre de la roue :**

▣ **Calcul du couple de l'arbre de la roue :**

$$C_2 = C_1 \cdot i \quad (\text{IV-43})$$

AN :  $C_2 = 9100 \times 11,5$

►  $C_2 = 10[\text{daN.m}]$

▣ **Calcul rayon de l'arbre:**

$$C_2 = F \cdot r \quad \text{d'où } r = \frac{C_2}{F} \quad (\text{IV-44})$$

avec  $F = 1750[\text{N}]$

AN :  $r = \frac{10}{175}$

►  $r = 5,7[\text{mm}]$

On prend  $\varnothing D = 15[\text{mm}]$

**IV-7-3-3 Calcul de l'effort sur la roue :**

▣ **Calcul de l'effort tangentiel sur la roue :**

Cas : Roue motrice

$$F_{t2} = 1000 \cdot \frac{C_2}{r_2} \quad (\text{IV-45})$$

AN :  $F_{t2} = 1000 \times \frac{10}{18}$

►  $F_{t2} = 555[\text{daN}]$

▣ **Calcul de l'effort axial sur la roue :**

Cas : Roue motrice

$$F_{x2} = 1000 \cdot \frac{C_1}{r_1} \quad (\text{IV-46})$$

AN :  $F_{x2} = 1000 \cdot \frac{0,91}{8}$

►  $F_{x2} = 113[\text{daN}]$

▣ **Calcul de l'effort radial sur la roue :**

Cas roue motrice

$$F_{r2} = F_{x2} \cdot \text{tg}\alpha_{x1} \quad (\text{IV-47})$$

Avec  $\text{tg}\alpha_{x1}$  = Angle de pression axial.

AN :  $F_{r2} = 113 \times 0,36$

►  $F_{r2} = 40[\text{daN}]$

#### IV-7-3-4 Calcul de l'effort sur les arbres et les paliers :

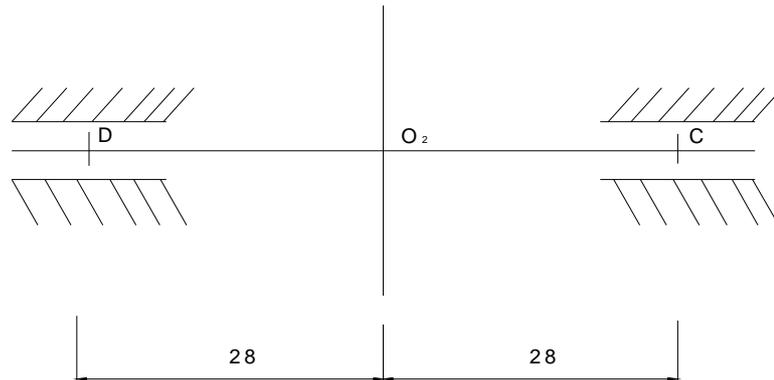


Fig IV: 18 Boite de roue

##### ■ Effort radial sur l'arbre de la roue en « O<sub>2</sub> »

$$R_2 = F_{t2} + F_r \quad (\text{IV-48})$$

AN :  $R_2 = 555 + 40$

►  $R_2 = 595[\text{daN}]$

##### ■ Effort radial sur le palier « C »

$$R_c = F_{tc} + F_{rc} + F_{xc} \quad (\text{IV-49})$$

Avec :  $l_c = \text{Distance entre } O_2C = 28[\text{mm}]$

$L = \text{Distance entre } CD = 56[\text{mm}]$

$$F_{tc} = F_{t2} \cdot \frac{l_c}{L} = 555 \times \frac{28}{56} = 277[\text{daN}] \quad (\text{IV-49.a})$$

$$F_{rc} = F_r \cdot \frac{l_c}{L} = 40 \times \frac{28}{56} = 20[\text{daN}] \quad (\text{IV-49.b})$$

$$F_{xc} = F_{xc} \cdot \frac{r_2}{L} = 113 \times \frac{18}{56} = 36[\text{daN}] \quad (\text{IV-49.c})$$

►  $R_c = 333[\text{daN}]$

##### ■ Effort radial sur le palier « D »

$$R_D = F_{tD} + F_{rD} + F_{xD}$$

Avec :

$$F_{tD} = F_{tc}$$

$$F_{rD} = F_{rc}$$

$$F_{xD} = F_{xc}$$

► D'où  $R_D = R_c = 333[\text{daN}]$  parce que la distance entre  $DO_2 = O_2C$

*CHAPITRE V :*  
ETUDE ECONOMIQUE

**CHAPITRE V : Etude Economique****V- 1 Le coût des achats des matériaux :**

Matériaux	Quantité	Prix unitaire [Ariary]	Montant [Ariary]
Fer L 40	5 [bar]	66 000	330 000
Fer 30	2 [bar]	14 000	28 000
Manivelle	1	130 000	130 000
Volant	1	155 000	155 000
Poulie en fonte ø 180	1	80 000	80 000
Poulie en fonte ø 90	1	60000	60 000
Roulement conique ø50	1	140 000	140 000
Roulement conique ø 45	1	120 000	120 000
Courroie trapézoïdale	2	70 000	140 000
Flasque	1	65 000	65 000
Boulon	10	400	4 000
Moteur	1	1 000 000	1 000 000
Scie ø 500	1	240 000	240 000
TPN 50/10	1/2 [Feuillet]	400 000	400 000
TPN 20/10	2 [Feuillet]	80 000	160 000
Equipement électrique		150 000	150 000
Fer brute		190 000	190 000
Autre		90 000	90 000
		Totaux :	3 482 000[Ariary]

Désignation	Nombre d'agent	Temps alloué	Taux journalier	Montant
Main d'œuvre	3	60[jours]	5 600	1 008 000[Ariary]

**Tableau V: 01 Tableau du coût des achats des matériaux**

Récapitulation :

Coût d'achat : 3 482 000 [Ariary]

Coût de main d'œuvre : 1 008 000 [Ariary]

Montant total : 4 490 000 [Ariary]

Le coût estimative de la scie circulaire à table est de =  $I_1 = 4 490 000$ [Ariary]

**V- 2 Les charges fixes :**

L'amortissement est en fonction de la valeur résiduelle de l'appareil et de la durée de vie. La période d'amortissement est inférieure à la durée de vie de l'appareil.

- Amortissement linéaire :

$$A = \frac{I_1}{n} \quad \text{(V-01)}$$

Avec n = durée de vie de la machine (n = 10)

$I_1$  = Coût estimatif de la machine.

A = dotation aux amortissement

**AN:**  $A = \frac{4490000}{10}$

D' où A = 449000[Ariary/an]

- Taux d'amortissement:

$$t [\%] = \frac{100}{n} \quad \text{(V-02)}$$

Nous rappelons i = taux d'actualisation

$$i [\%] = \frac{t}{100} \quad \text{(V-03)}$$

D' où i = 10[%]

- Calcul d'actualisation:

$$C_0 = \frac{C_1}{[1+i]^k} \quad \text{(V-04)}$$

- Coût d'entretien de la machine par an :

On pose le coût d'entretien de la machine par an est de 3% de TTC

D' où  $I_2 = 3\% \cdot I_1$  **(V-05)**

$I_2 = 134\,700$  [Ariary]

**V- 3 Charge variable:**

L'appareil à besoin de 2 opérateurs. Le coût de main d'ouvre est de 3 500[Ariary / jour]

Pour une durée de 200[jours / an]

$I_3 = 2 \times 3\,500 \times 200$

D' où  $I_3 = 1\,400\,000$  [Ariary]

- Les dépenses d'exploitations:

Est définie par  $D_p = I_2 + I_3$  **(V-06)**

**AN :**  $D_p = 134\,700 + 1\,400\,000$

$D_p = 1\,534\,700$  [Ariary]

- Le coût opérateur :

Est définie par  $C_p = I_2 + I_3 + A$  (V-07)

AN:  $C_p = 134\,700 + 1\,400\,000 + 449\,000$

$C_p = 1\,983\,700$  [Ariary]

#### V- 4 Calcul de rentabilité du projet:

Pour évaluer la rentabilité du projet, nous allons calculer le taux de rentabilité interne (TRI), la valeur nette (VAN) et l'indice de profitabilité (IP)

##### V – 4 – 1 Le taux de rentabilité interne : (TRI)

Le taux de rentabilité interne d'un projet est le taux pour lequel la dépense d'investissement est égale au total de cash flow positif engendrés par l'investissement et actualisé au même taux.

Elle est définie par

$$I_1 = \sum_{p=1}^n \frac{CF_p}{(1+i)^p} \quad \text{avec } i_t = 15\% \quad (\text{V-08})$$

Avec  $I_1$  = Investissement

$CF_p$  = Cash flow

$i$  = Taux de rentabilité interne

$n$  = nombre d'année d'exploitation

Pendant une année, on pose la recette d'exploitation à la somme de 2 000 000[Ariary]

Pour une durée de 10[ans], et un taux d'actualisation de 10[%].

##### V – 4 – 2 La valeur actuelle nette: (VAN)

La valeur actuelle nette consiste à additionner la cash flow engendrée par l'investissement.

$$VAN = - I + \sum_{p=1}^n \frac{CF_p}{(1+i)^p} \quad (\text{V-09})$$

Avec  $I$  = Investissement

$CF_p$  = Cash flow

$i$  = Taux d'actualisation

Année	Cash flow [Ariary]	$\frac{1}{(1+i)^n}$	Valeur actuelle des revenus [Ariary]	Valeur actuelle de l'investissement [Ariary]
0	4 490 000	1	0	4 490 000
1	2 000 000	0,9090	1 818 000	4 490 000
2	2 000 000	0,8264	1 652 800	4 490 000
3	2 000 000	0,7513	1 502 600	4 490 000
4	2 000 000	0,6830	1 366 000	4 490 000
5	2 000 000	0,6209	1 241 800	4 490 000
6	2 000 000	0,5644	1 128 800	4 490 000
7	2 000 000	0,5131	1 022 600	4 490 000
8	2 000 000	0,4665	933 000	4 490 000
9	2 000 000	0,4240	848 000	4 490 000
10	2 000 000	0,3855	771 000	4 490 000
Totaux			12 284 600	4 490 000

**Tableau V : 02 La valeur de VAN**

D'après le tableau la valeur actuel nette est de :

$$VAN = 12\,284\,600 - 4\,490\,000$$

$$VAN = 7\,794\,600 \text{ [Ariary]}$$

**V – 4 – 3 L'indice de profitabilité : (IP)**

L'indice de profitabilité est le rapport du coût de l'investissement et du cash flow.

$$IP = \frac{\sum_{p=1}^{p=n} \frac{CF_p}{(1+i)^p}}{I} \tag{V-10}$$

Avec I = Investissement

CF<sub>p</sub> = Cash flow

i = Taux d'actualisation

$$AN: IP = \frac{12284600}{4490000}$$

$$IP = 2,73$$

**V- 5 Temps de remboursement :**

Le temps de remboursement est la durée d'exploitation nécessaire pour récupérer le montant de l'investissement

$$\text{Temps de remboursement} = \frac{I}{CF} \quad (\text{V-11})$$

$$\text{Temps de remboursement} = \frac{4490000}{2000000}$$

$$\text{Temps de remboursement} = 2,245$$

L'investissement est donc récupéré au bout de 4<sup>ème</sup> Année d'exploitation de la machine.

*CHAPITRE VI:*  
**ETUDE IMPACT  
ENVIRONNEMENTAL**

## **Chapitre : VI L'Etude Impact Environnemental**

### **VI-1 Introduction :**

Désormais, l'Etude environnemental devient une exigence dans tout investissement a entreprendre .Une telle étude se soucie non seulement à l'environnement mais au développement des êtres humains présent sur le lieu, bénéficiaires ou non du projet d'investissements.

A Madagascar comme dans le plupart des pays, l'Etat, souciant du respect de l'environnement a instauré un cadre législatif régissant l'étude d'impact environnemental. Avec l'évolution de la technologie et la science, une telle étude doit des principes de base pour aboutir à des résultats fiables.

### **VI -2 Cadre législatif :**

Lorsqu'on parle de l'environnement, il existe un cadre de législatif qu'on ne doit pas se passer

- La loi constitutionnelle 98-001 du 08 Avril 1998 est la loi fondamentale régissant tous les règlements à Madagascar
- La charte de l'environnement qui fixe le cadre général d'exécution de la politique

Environnementale

- Le décret MECIE, qui régit les études d'Impact Environnemental sur les investissements.

#### **VI -2- 1 La constitution :**

La constitution est la loi fondamentale de base régissant les réglementations à appliquer. La constitution Malgache instaure le devoir de respecter l'Environnement.

Aussi l'Article 39 précise que " Toute personne a le devoir de respecter l'Environnement, l'Etat en assure la protection ". En d'autre terme l'état Malgache exige le respect de l'Environnement. Pour assurer son effective, l'Etat a aussi élaboré des réglementations en publiant la charte de l'Environnement.

#### **VI -2- 2 La MECIE :(*Mise en Compatibilité des Investissements avec l'Environnemental*)**

Le Décret 95-337 régissant la MECIE, modifié par le décret 99-954 du 15 Décembre 1999 à pour objet.

- De fixer les règles et procédures à suivre en vue de cette « Mise en compatibilité des Investissements sur l'Environnement »
- De préciser les organes habilités à la mise en œuvre de ces règles et procédures. La MECIE rend l'Etude d'Impact Environnemental obligatoire pour les projets publics ou privés concernant les Industrie, l'aménagement urbain et les sources d'Energies et la politique d'implantation ...

Ce nouveau mécanisme mis en place par le décret 95-377 assigne comme objectif :

- D'aider le maître d'ouvrage public ou privé à mieux concevoir un projet plus respectant l'Environnement
- D'informer le public lorsque des projets sont susceptibles d'affecter son Environnement et faciliter sa participation à la prise de décision.
- D'associer dans cette prise de décision l'Administration et les opérateurs réunis au sein d'un comité technique d'évaluation.

### **VI -3 Les Principes de bases de l'Etude d'Impact Environnemental :**

Une étude d'impact environnemental est instituée par un texte législatif. L'Environnement comprend les composantes suivantes :

- Physique
- Biologique
- Socio Economique
- Socio Culturelle
- Politique

Un Impact est une déviation d'une situation de base connue après une modification d'un Etat. En parlant l'Environnement, un impact peut être :

#### **VI – 3 - 1 Impact positif :**

Si le projet contribue et apporte une amélioration à la qualité de toute forme de vie du milieu considéré.

##### **● Avantage sociaux :**

- L'exploitation de cette machine apporte aux travailleurs une source de revenue
- La réalisation de la machine permet aux ouvriers de gagner un peu d'indemnité pour améliorer leur condition de vie.
- L'existence de cette machine permet aussi l'élargissement et l'enrichissement des connaissances durant les travaux.

##### **● Avantage économique :**

- A l'aide de l'étude économique effectué précédemment, nous pourrions constaté que notre projet est rentable.
- Elle apporte aussi des aides financières pour l'amélioration et le développement de l'atelier ou la société.

#### **VI – 3 - 2 Impact négatif ;**

Dans le sens contraire, si le projet porte atteinte à la qualité de la vie du milieu ou affecte un désordre sur l'une des composantes de l'Environnement citées auparavant.

● **Les bruits et les vibrations :**

-Les bruits et les vibrations sont des problèmes qui concernent tout le monde que ce soit dans l'environnement domestique que dans celui de travail. Ils sont à l'origine de nombreuses surdités mais aussi d'autre pathologie tels que le stress, la fatigue.

-Les bruits favorisent aussi le risque d'accident de travail pour plusieurs raisons.

- Ils perturbent la communication verbale.
- Ils détournent l'attention

● **Les sécurités :**

-Le danger vient de l'outil c'est-à-dire la scie qui tourne à grande vitesse. Lors de sciage de l'outil, les poussières venant de l'outil provoquent des effets négatifs pour les yeux de l'opérateur.

**IV- 4 Le but de l'Etude d'Impact Environnemental :**

L'Etude d'Impact Environnement à pour but de :

- Identifier les impacts rationnellement prévisibles
- Assister les décideurs pour :
  - L'identification d'alternative aux projets de développement
  - La prédiction des impacts

## CONCLUSION GENERALE

Pour conclure, la réalisation d'un projet tel qu'une machine à bois, plusieurs facteurs doivent être considérés pour qu'on puisse atteindre l'objectif de la construction ou que l'exploitation soit bénéfique à long terme qu'à court terme.

Dans la première partie, nous avons survolé l'aperçu général de la vie des bois, ce qui nous a permis de tirer des paramètres pour le choix des matériaux à utiliser.

Lors de l'étude technique, nous avons pu analyser les différentes étapes de dimensionnement de l'élément de construction à savoir la moteur, les éléments de transmissions, roulements, et les modes d'assemblages.

L'étude économique nous a permis d'examiner point par point les différents détails de la construction ainsi d'évaluer son prix. Ou finalement, nous avons pu tirer que le coût de la construction s'élève à « **Quatre million quatre cent quatre vingt dix mille ariary** ».

En bref, pour que la réalisation d'une machine à scie circulaire à bois soit à son bien être : deux point essentiels doivent être surestimer : la connaissance de la technologie des bois, ensuite, qui est le plus important, l'étude technique de la construction%

## BIBLIOGRAPHIE

- [1] : A.L. TOURANCHEAU, A BRU « ELEMENTS DE CONSTRUCTION A L'USAGE DE L'INGENIEUR », Tome II, Edition DUNOD
- [2] : A.VACQUER, A.CHEVALIER « TECHNOLOGIE DE FABRICATION MECANIQUE » Fascicule 19
- [3] : A.DUPONT, A.CASTELL « TRAVAUX REALISES SUR LESMACHINES OUTILS », Edition 1986-1987
- [4] : G.GOUSSEINOV « ELEMENTS DE MACHINES 2 » Projet des cours des éléments des machines.
- [5] : G.GOUSSEIOV « TECHNOLOGIE DE CONSTRUCTION MECANIQUE II » Projet des cours de transmission. Edition 1984
- [6] : A.CHEVALIER « GUIDE DU DESSINATEUR INDUSTRIEL » Edition 1998-1999
- [7] : William ANDRIAMANALINA « COURS D'ETUDE D'IMPACTS ENVIRONNEMENTAUX » ESPA 2005
- [8] : ENCYCLOPEDIE MICROSOFT ENCARTA 2004
- [9] : André STHEGENS « MANUEL DE LA SCIERIE » Edition 1934
- [10] : E.HUBERT « LE BOIS ET LE LIEGE » Edition 1970
- [11] : A.FRON « AMENAGEMENT DES BOIS » Edition 1965
- [12] : A.FRON « EXPLOITATION DES BOIS » Edition 1970
- [13] : CATALOGUE ROULEMENT SKF
- [14] : R.CANCALON, J.HEURTEMATTE, C.GUILLOU « UTILISATION ET ENTRETIEN DES MACHINES A BOIS »
- [15] : GEORGE HENRIOT «TRAITE THEORIQUE ET PRATIQUE DES ENGRENAGES» Tome I, 6<sup>em</sup> Edition.
- [16] : G. HENRIOT « TRAITE THEORIQUE ET PRATIQUE DES ENGRENAGES» Tome II.

## ***ANNEXES***

***Annexe A : Gamme d'usinage***

***Annexe B : Dessins***

*Annexe A :*

## **Gamme d'usinage**

## VOCABULAIRE DE GAMMISTE

PC : Pièce à coulisse

MO : Machine-outil

FV : Fraiseuse verticale

FH : Fraiseuse horizontal

TSA : Tour semi automatique

MP : Montage partielle

SR : Surface de référence

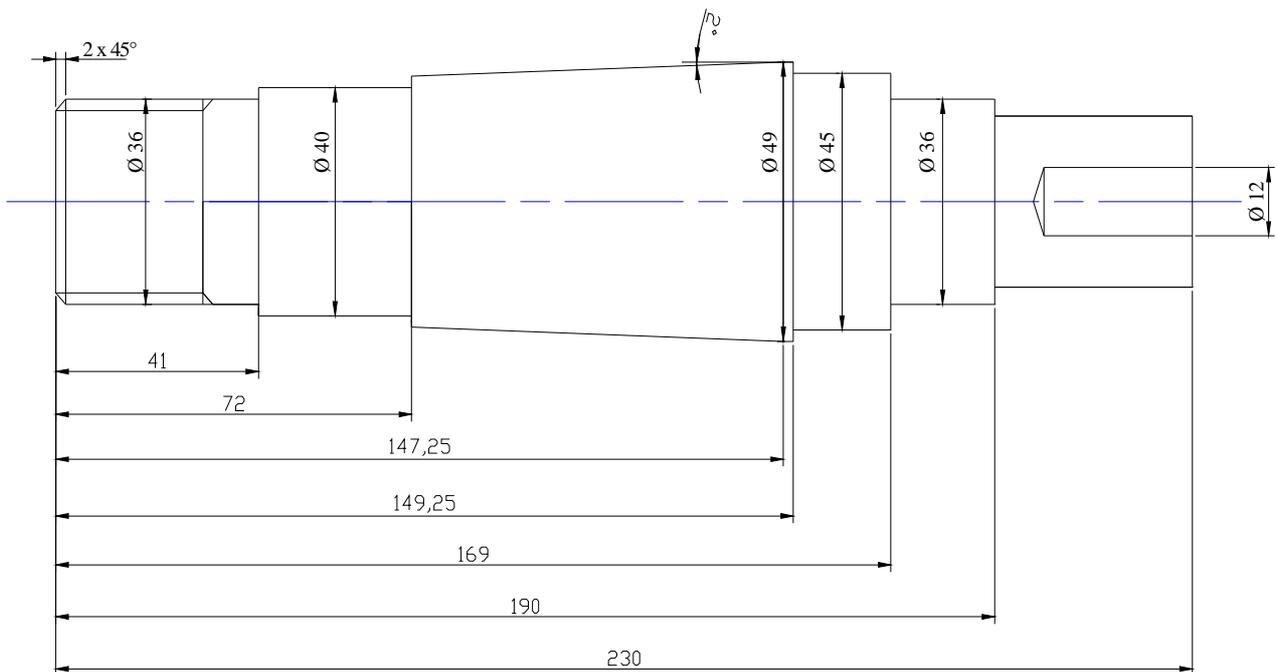
B : Surface brut

SD : Surface de départ

Cm : Côte machine

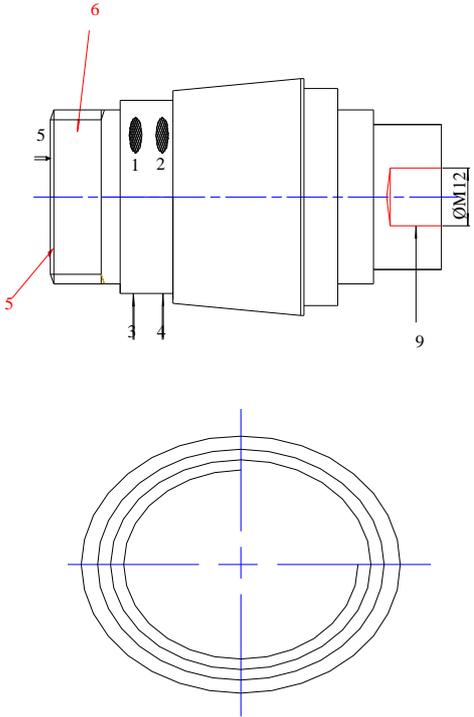
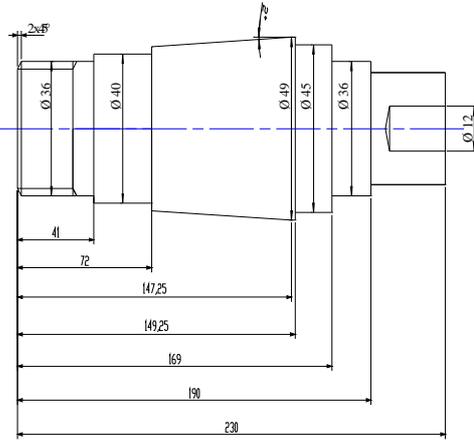
C0 : Côte outil

**Gamme d'usinage :** Dessin de définition de l'arbre

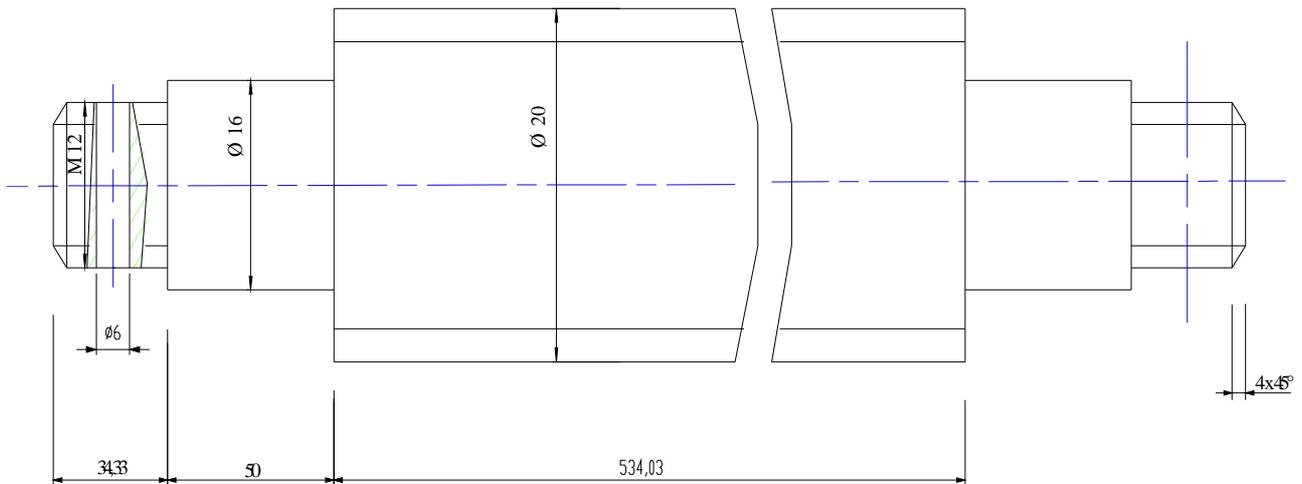


Ensemble : Scie circulaire Matière : C55 SR<sub>1</sub> : 1 SD<sub>1</sub> : B<sub>1</sub> Nombre : 01  
 Elément : Arbre Brut : Fonderie SR<sub>2</sub> : 3 SD<sub>2</sub> : B<sub>2</sub>

Phase N°	Sous phases Opérations	Machines outils Appareillage Outil Vérification	Croquis de la pièce à ses divers stades d'usinage
100	Contrôle du brut	PC 1/50°	Voir dessin de la pièce brut
200	<p><u>Tournage :</u>            Référentielle de départ définie par :            un centrage long (1, 2, 3,4) sur B<sub>1</sub> ; un butée (5) sur B<sub>2</sub>            serrage opposé            Cm<sub>1</sub> : 19,75            Cm<sub>2</sub> : 21            Cm<sub>3</sub> : 40            Cm<sub>4</sub> : Ø45            Cm<sub>5</sub> : Ø36            Cm<sub>6</sub> : Ø30            201 : Dressage 4            202 : Chariotage 1            203 : Chariotage 2            204 : Chariotage 3            205 : Perçage            3 dévient SR<sub>1</sub>            4 dévient SR<sub>2</sub></p>	<p>T S A</p> <p>MP 200            Montage sur un mandrin            Trois mors</p> <p>Outil à chanfreiner            Outil à dresser            forêt Ø 12</p> <p>PC 1/50°</p>	
300	<p><u>Tournage :</u>            Référentielle de départ définie par :            un centrage long (1, 2, 3,4) sur SR<sub>1</sub>            Une butée (5) sur SR<sub>2</sub> serrage oppose            Cm<sub>8</sub> : 230            Cm<sub>9</sub> : 2            Cm<sub>10</sub> : 75,25            Cm<sub>11</sub>: 30,8            Cm<sub>12</sub>: 41            Cm<sub>13</sub>: Ø 40            Cm<sub>14</sub>: Ø 36            Cm<sub>15</sub>: Ø 44            Cm<sub>16</sub>: Ø 49            301 : Dressage 5            302 : Chariotage 8            303 : Chariotage 6            304 : Chariotage 7            305 : Chariotage 5            306 : Filetage 5</p>	<p>T S A</p> <p>MP : 300            Montage sur mandrin            3 mors</p> <p>Outil à dresser            Outil à charioter            Outil à fileter</p> <p>PC 1/50°</p>	

Phase N°	Sous phases Opérations	Machines outils Appareillage Outil Vérification	Croquis de la pièce à ses divers stades d'usinage
400	<p><u>Taraudage :</u> Référentielle de départ définie par : un centrage long (1, 2, 3, 4) sur SR<sub>1</sub> Une butée sur (6) Une butée sur (5) C0<sub>1</sub> = Ø M12 401 : Taraudage 9</p>	<p>MP : 400 Montage sur mandrin 3 mors</p> <p>Jeu de 3 Taraud</p> <p>Vis Ø M12</p>	
500	Contrôle finale		

**Gamme d'usinage : Dessin de définition de vis :**

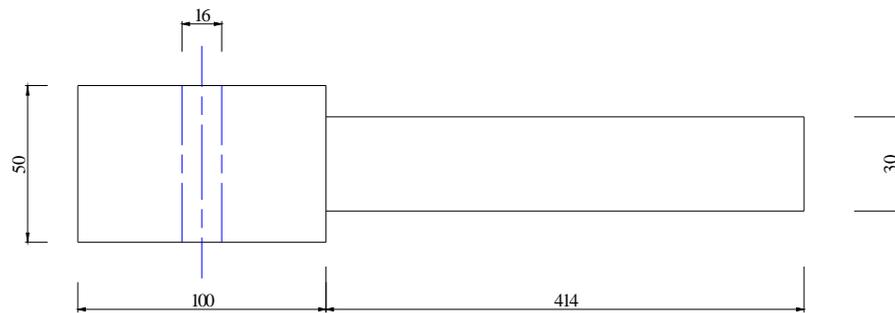


Ensemble : Scie circulaire Matière : Acier E24 SR<sub>1</sub> : 2 SD<sub>1</sub> : B<sub>1</sub> Nombre : 01  
 Elément : Vis Brut : Fonderie SR<sub>2</sub> : 4 SD<sub>2</sub> : B<sub>2</sub>

Phase N°	Sous phases Opérations	Machines outils Appareillage Outil Vérification	Croquis de la pièce à ses divers stades d'usinage
100	Contrôle du brut	PC 1/50°	Voir dessin de la pièce brut
200	<p><b>Tournage :</b>                      Référentielle de départ définie par :                      un centrage long (1, 2, 3,4) sur B<sub>1</sub> ; un butée (5) sur B<sub>2</sub>                      serrage opposé                      Cm<sub>1</sub> : 34,33                      Cm<sub>2</sub> : 50                      Cm<sub>3</sub> : Ø16                      Cm<sub>4</sub> : Ø12                      201 : Dressage 4                      202 : Chariotage 1                      203 : Chariotage 2                      204 : Chariotage 3                      205 : Perçage                      3 dévient SR<sub>1</sub>                      4 dévient SR<sub>2</sub></p>	<p>T S A</p> <p>MP 200                      Montage sur un mandrin                      Trois mors</p> <p>Outil à chanfreiner                      Outil à dresser forêt Ø 12</p> <p>PC 1/50°</p> <p>Ecrou M12</p>	

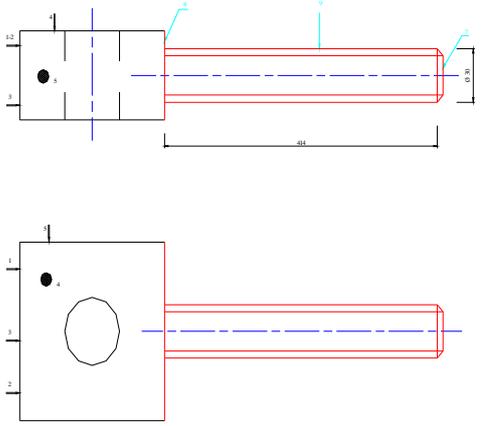
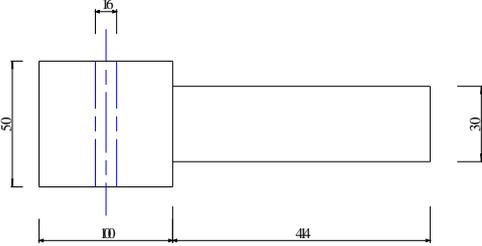
300	<p><u>Tournage :</u>  Référentielle de départ définie par : un centrage long (1, 2, 3,4) sur SR<sub>1</sub>  Une butée (5) sur SR<sub>2</sub>  Cm<sub>5</sub> : <math>\varnothing 20</math>  Cm<sub>6</sub> : <math>\varnothing 16</math>  Cm<sub>7</sub> : <math>\varnothing 12</math>  Cm<sub>8</sub> : 534,33  Cm<sub>9</sub> : 50  Cm<sub>10</sub> : 34,33  301 : Chariotage 6  302 : Chariotage 5  303 : Filetage 5  304 : Filetage 7</p>	T S A	MP300 Montage sur mandrin 3 mors  Outil à dresser Outil à charioter Outil à fileter  PC 1/50° Erou M20 Erou M12	
400	<p><u>Perçage :</u>  Référentielle de départ définie par : un centrage long (1, 2, 3,4) sur SR<sub>1</sub>  Une butée (5) sur SR<sub>2</sub>  Cm<sub>11</sub> : <math>\varnothing 6</math></p>	P V	MP400 Montage sur mandrin 3 mors  Outil à dresser Outil à charioter Outil à fileter  PC 1/50°  Forêt $\varnothing 6$	
500	<p><u>Perçage :</u>  Référentielle de départ définie par : un centrage long (1, 2, 3,4) sur SR<sub>1</sub>  Une butée (5) sur SR<sub>2</sub>  Cm<sub>12</sub> : <math>\varnothing 6</math>  Soit perçage 9</p>	P V	MP500 Montage sur mandrin 3 mors  Outil à dresser Outil à charioter Outil à fileter Forêt $\varnothing 6$  PC 1/50°	
600	Contrôle finale			

**Gamme d'usinage : Dessin de définition articulation :**

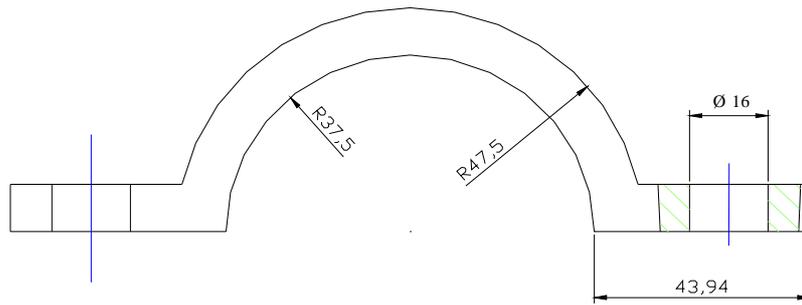


Ensemble : Scie circulaire Matière : C50 SR<sub>1</sub> : 1 SD<sub>1</sub> : B<sub>1</sub> Nombre : 02  
 Elément : Articulation Brut : Fonderie SR<sub>2</sub> : 3 SD<sub>2</sub> : B<sub>2</sub>

Phase N°	Sous phases Opérations	Machines outils Appareillage Outil Vérification	Croquis de la pièce à ses divers stades d'usinage
100	Contrôle du brut	PC 1/50°	Voir dessin de la pièce brut
200	<p><u>Tournage :</u>                      Référentielle de départ définie par :                      un appui plan (1, 2, 3) sur B<sub>1</sub> ;                      un appui linéaire sur B<sub>2</sub>                      CO<sub>1</sub> : ø16                      201 : Façage 1                      202 : Perçage 2                      203 : Surfaçage 3                      1 dévient SR<sub>1</sub>                      3 dévient SR<sub>2</sub></p>	<p>F V</p> <p>MP 200 Montage sur un étau</p> <p>Fraise 2 taille ø16</p> <p>Forêt ø 16 Calibre tampon double ø16</p> <p>PC 1/50°</p>	
300	<p><u>Fraisage :</u>                      Référentielle de départ définie par un appui plan sur SR<sub>1</sub>                      Une butée (4, 5) sur SR<sub>2</sub>                      Cote à respecter                      Cm<sub>2</sub> : 50                      Cm<sub>3</sub> : 100                      301 : Surfaçage 4                      302 : Surfaçage 5                      303 : Surfaçage 6</p>	<p>F V</p> <p>MP300 Montage sur étau</p> <p>Fraise 2 taille ø16</p> <p>PC 1/50°</p>	

400	<p><u>Tournage :</u>  Référentielle de départ définie par :  un appui plan (1, 2, 3) sur SR<sub>2</sub> ;  un centrage court (4, 5) sur SR<sub>1</sub> et 6  Cm<sub>4</sub> : ø30  Cm<sub>5</sub> : 414</p> <p>401 : Dressage 7  402 : Dressage 8  403 : Dressage 9</p>	T S A	<p>MP400  Montage sur mandrin  4 mors indépendant</p> <p>Outil à dresser  Outil à charioter  Outil à fileter</p> <p>PC 1/50°  Erou M30</p>	
500	Contrôle finale		<p>PC 1/50°  Erou M30  Calibre tampon  double ø30</p>	

**Gamme d'usinage : Dessin de définition support palier :**

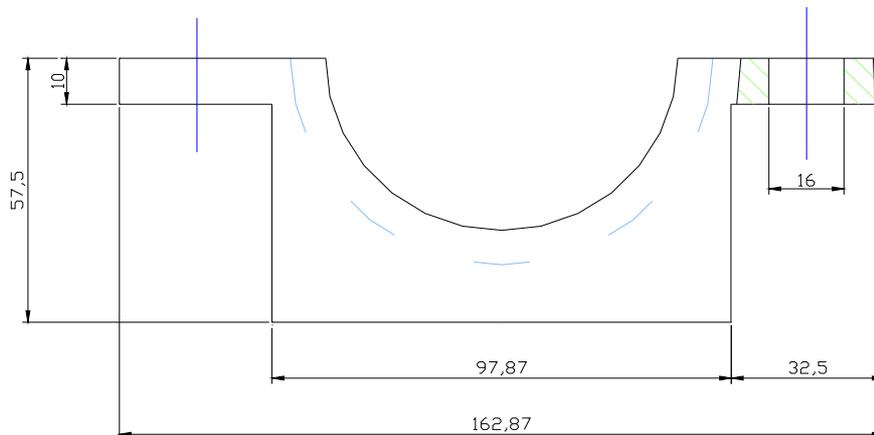


Ensemble : Scie circulaire Matière : C50 SR<sub>1</sub> : 1 SD<sub>1</sub> : B<sub>1</sub> Nombre : 01

Elément : Support palier ø50 Brut : Fonderie SR<sub>2</sub> : 3 SD<sub>2</sub> : B<sub>2</sub>

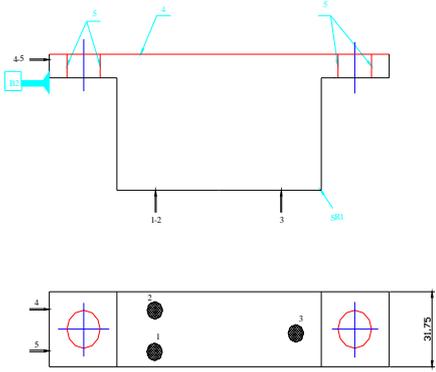
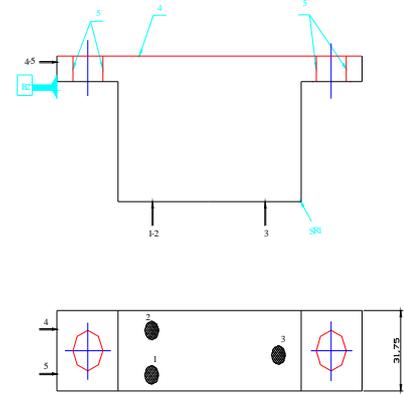
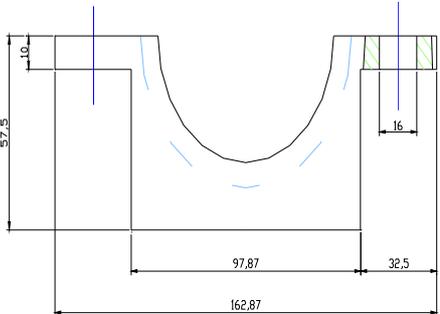
Phase N°	Sous phases Opérations	Machines outils Appareillage Outil Vérification	Croquis de la pièce à ses divers stades d'usinage
100	Contrôle du brut	PC 1/50°	Voir dessin de la pièce brut
200	<p><b>Fraisage :</b> Référentielle de départ définie par un appui plan sur B<sub>1</sub> Un appui linéaire sur B<sub>2</sub> Cote à respecter Cm<sub>1</sub> : 10 C0<sub>1</sub> : ø75 C0<sub>2</sub> : ø90 201 : Surfaçage 1 202 : Fraisage 2 203 : Fraisage 3 1 devient SR<sub>1</sub></p>	<p>F H</p> <p>MP 200 Montage sur un étau</p> <p>Fraise 3 taille ø75 Fraise 3 taille ø90</p> <p>Double Calibre tampon double ø75 et ø90</p> <p>PC 1/50°</p>	
300	<p><b>Perçage :</b> Référentielle de départ définie par : un appui plan (1, 2, 3) sur SR<sub>1</sub> Une butée (4, 5) sur B<sub>2</sub> C0<sub>3</sub> : ø16 301 : Perçage</p>	<p>F V</p> <p>MP300 Montage sur étau Forêt ø16 Calibre tampon double ø16</p>	
400	Contrôle finale	PC 1/50° Plus triple calibre tampon double ø16, ø75, ø90	

## Gamme d'usinage : Dessin de définition

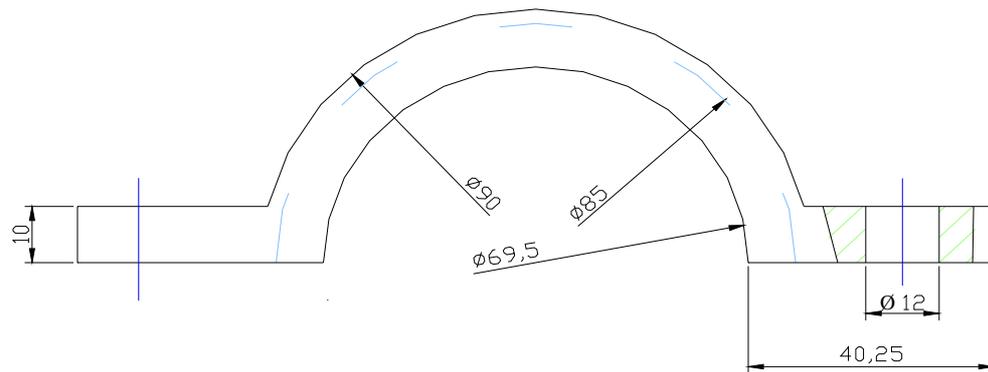


Ensemble : Scie circulaire Matière : C50 SR<sub>1</sub> : 1 SD<sub>1</sub> : B<sub>1</sub> Nombre : 01  
 Elément : Support palier ø50 Brut : Fonderie SR<sub>2</sub> : 3 SD<sub>2</sub> : B<sub>2</sub>

Phase N°	Sous phases Opérations	Machines outils Appareillage Outil Vérification	Croquis de la pièce à ses divers stades d'usinage
100	Contrôle du brut	PC 1/50°	Voir dessin de la pièce brut
200	<p><u>Fraisage :</u>                      Référentielle de départ définie par un appui plan (1, 2, 3) sur B<sub>1</sub>                      Un appui linéaire (4, 5) sur B<sub>2</sub>                      Cote à respecter                      Cm<sub>1</sub> : 97,87                      C0<sub>1</sub> : 32,5                      C0<sub>2</sub> : 47,5                      201 : Surfaçage 1                      202 : Fraisage 2                      203 : Fraisage 3                      1 devient SR<sub>1</sub></p>	<p>MP 200                      Montage sur un étau universel                      Fraise 2 taille ø90                      PC 1/50°</p>	

300	<p><b>Fraisage :</b>  Référentielle de départ définie par un appui plan sur SR<sub>1</sub>  Un appui linéaire sur B<sub>2</sub>  Cote à respecter  Cm<sub>1</sub> : 10  C0<sub>1</sub> : ø75  C0<sub>2</sub> : ø90  301 : Surfaçage 1  302 : Perçage 2</p>	F V	<p>MP300  Montage sur étaux  Fraise 2 tailles de ø90  Forêt ø16  Calibre tampon  Double ø16  PC 1/50°</p>	
400	<p><b>Fraisage</b>  Référentielle de départ définie par un appui plan (11, 2, 3) sur SR<sub>1</sub>  Un appui linéaire (4, 5) sur B<sub>2</sub>  Cote à respecter  C0<sub>2</sub> : ø75  C0<sub>3</sub> : ø90  401 : Fraisage 6  402 : Fraisage 7</p>	F H	<p>MP300  Montage sur étiau  Fraise 3 tailles de ø75  Fraise 3 tailles de ø90  Double calibre  Tampon double ø75 et ø90  PC 1/50°</p>	
500	Contrôle finale		<p>PC 1/50°  Triple calibre  Tampon double ø 75 et ø90</p>	

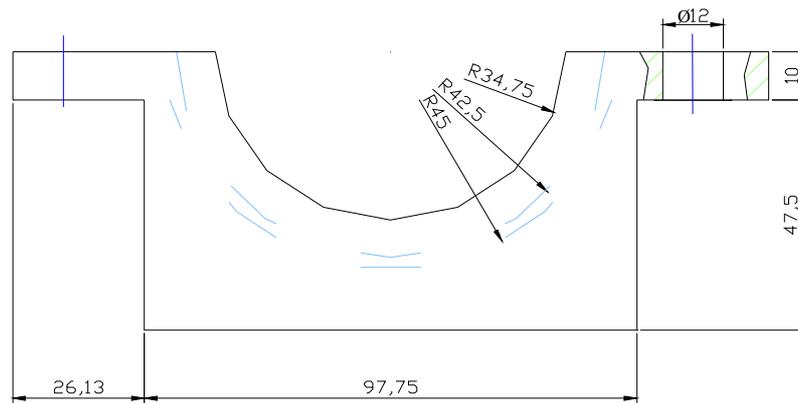
**Gamme d'usinage : Dessin de définition support palier :**



Ensemble : Scie circulaire Matière : C50 SR<sub>1</sub> : 1 SD<sub>1</sub> : B<sub>1</sub> Nombre : 01  
 Elément : Support palier ø45 Brut : Fonderie SR<sub>2</sub> : 3 SD<sub>2</sub> : B<sub>2</sub>

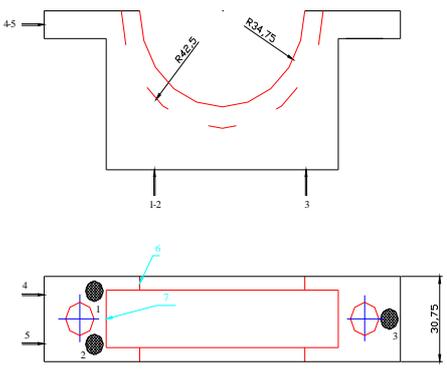
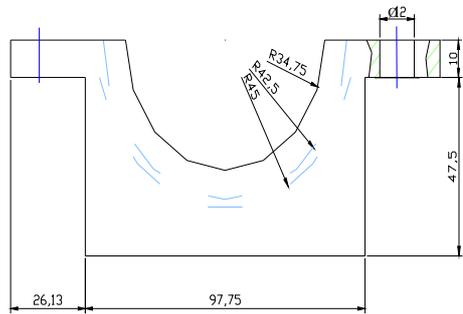
Phase N°	Sous phases Opérations	Machines outils Appareillage Outil Vérification	Croquis de la pièce à ses divers stades d'usinage
100	Contrôle du brut	PC 1/50°	Voir dessin de la pièce brut
200	<u>Fraisage</u> : Référentielle de départ définie par un appui plan sur B <sub>1</sub> Un appui linéaire sur B <sub>2</sub> Cote à respecter Cm <sub>1</sub> : 10 C0 <sub>1</sub> : ø69, 5 C0 <sub>2</sub> : ø85 201 : Surfaçage 1 202 : Fraisage 2 203 : Fraisage 3 1 devient SR <sub>1</sub>	F H  MP 200 Montage sur un étai  Fraise 3 taille ø69, 5 Fraise 3 taille ø85  Double Calibre tampon double ø69, 5 et ø85  PC 1/50°	
300	<u>Perçage</u> : Référentielle de départ définie par : un appui plan (1, 2, 3) sur SR <sub>1</sub> Une butée (4, 5) sur B <sub>2</sub> C0 <sub>3</sub> : ø12 301 : Perçage	F V  MP300 Montage sur étai Forêt ø12 Calibre tampon double ø12	
400	Contrôle finale	PC 1/50° Plus triple calibre tampon double ø12, ø69, 5, ø85	

**Gamme d'usinage : Dessin de définition**



Ensemble : Scie circulaire Matière : C50 SR<sub>1</sub> : 1 SD<sub>1</sub> : B<sub>1</sub> Nombre : 01  
 Elément : Support palier ø45 Brut : Fonderie SR<sub>2</sub> : 3 SD<sub>2</sub> : B<sub>2</sub>

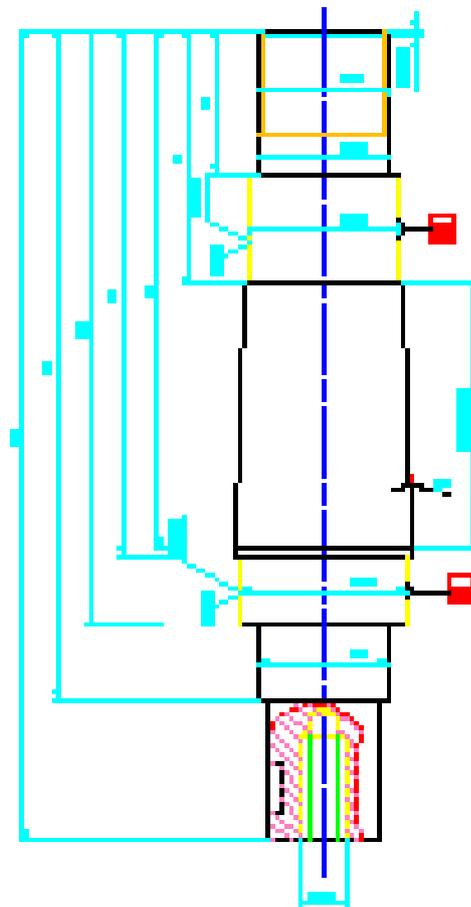
Phase N°	Sous phases Opérations	Machines outils Appareillage Outil Vérification	Croquis de la pièce à ses divers stades d'usinage
100	Contrôle du brut	PC 1/50°	Voir dessin de la pièce brut
200	<p><u>Fraisage :</u>                      Référentielle de départ définie par un appui plan (1, 2, 3) sur B<sub>1</sub>                      Un appui linéaire (4, 5) sur B<sub>2</sub>                      Cote à respecter                      Cm<sub>1</sub> : 97, 12                      C0<sub>1</sub> : 26, 13                      C0<sub>2</sub> : 47,5                      201 : Surfaçage 1                      202 : Fraisage 2                      203 : Fraisage 3                      1 devient SR<sub>1</sub></p>	<p>F H  PC 1/50°</p>	<p>MP 200                      Montage sur un étau universel                      Fraise 2 taille ø85                      PC 1/50°</p>
300	<p><u>Fraisage :</u>                      Référentielle de départ définie par un appui plan sur SR<sub>1</sub>                      Un appui linéaire sur B<sub>2</sub>                      Cote à respecter                      Cm<sub>1</sub> : 10                      C0<sub>1</sub> : ø69, 5                      C0<sub>2</sub> : ø85                      301 : Surfaçage 1                      302 : Perçage 2</p>	<p>F V  PC 1/50°</p>	<p>MP300                      Montage sur 2 étaux                      Fraise 2 tailles de ø85                      Forêt ø12                      PC 1/50°                      Calibre tampon                      Double ø12</p>

400	<p><u>Fraisage</u>  Référentielle de départ définie par un appui plan (11, 2, 3) sur SR<sub>1</sub>  Un appui linéaire (4, 5) sur B<sub>2</sub>  Cote à respecter  C0<sub>2</sub>: ø69,5  C0<sub>3</sub>: ø85  401 : Fraisage 6  402 : Fraisage 7</p>	F H	<p>MP300  Montage sur étou  Fraise 3 tailles de ø69,5  Fraise 3 tailles de ø85  Double calibre  Tampon double ø69,5 et ø85  PC 1/50°</p>	
500	Contrôle finale		<p>PC 1/50°  Triple calibre  Tampon double ø69,5 et ø85</p>	

*Annexe B :*

## **Dessins**





$\varnothing 50 \pm 0.016$   
 $+0.0002$

$\varnothing 45 \pm 0.016$   
 $+0.0002$

ARBRE

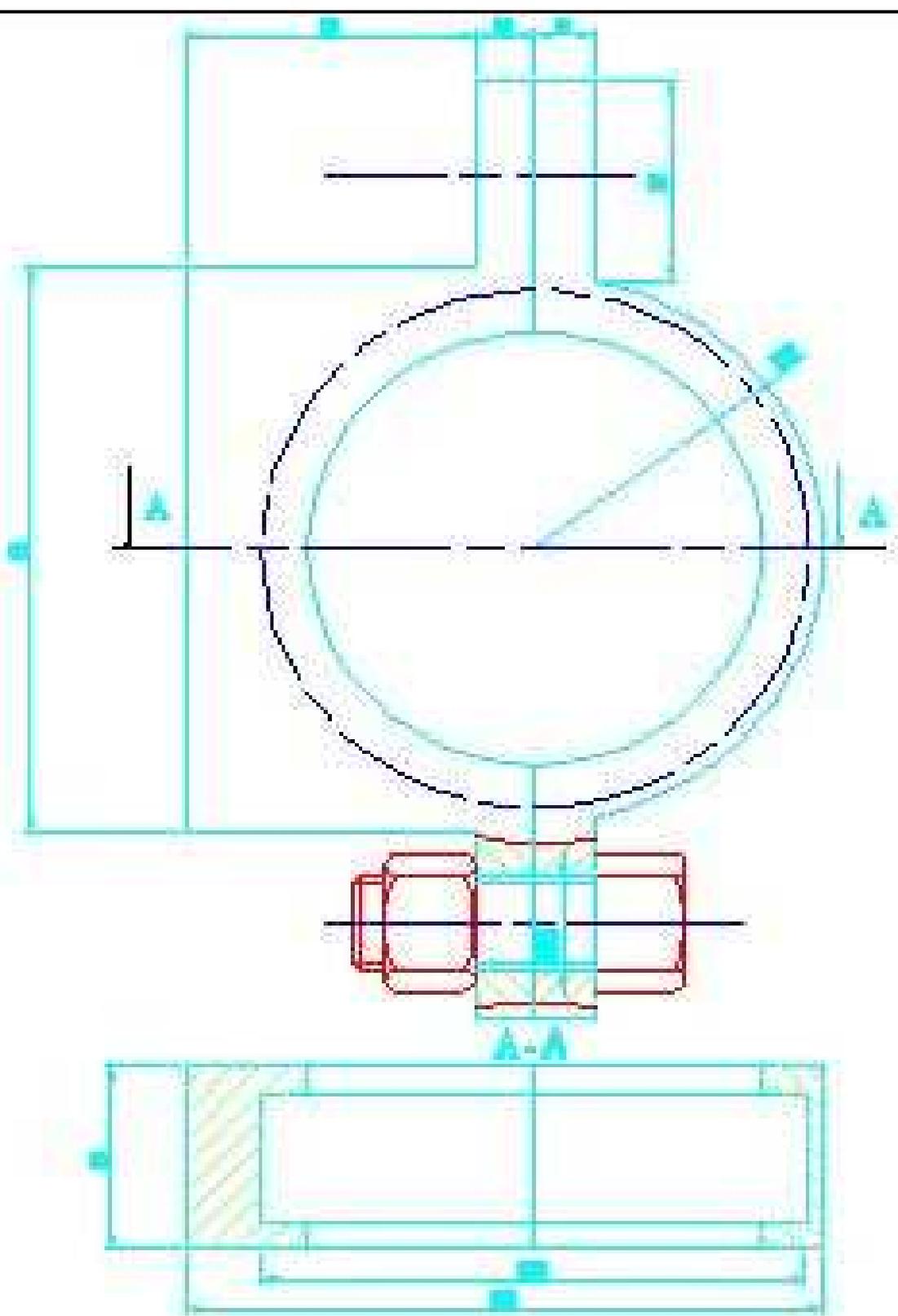
Ech : 1/2

E.S.P.A

HaryLala

13 / 03 / 07

P : 02



PALIER

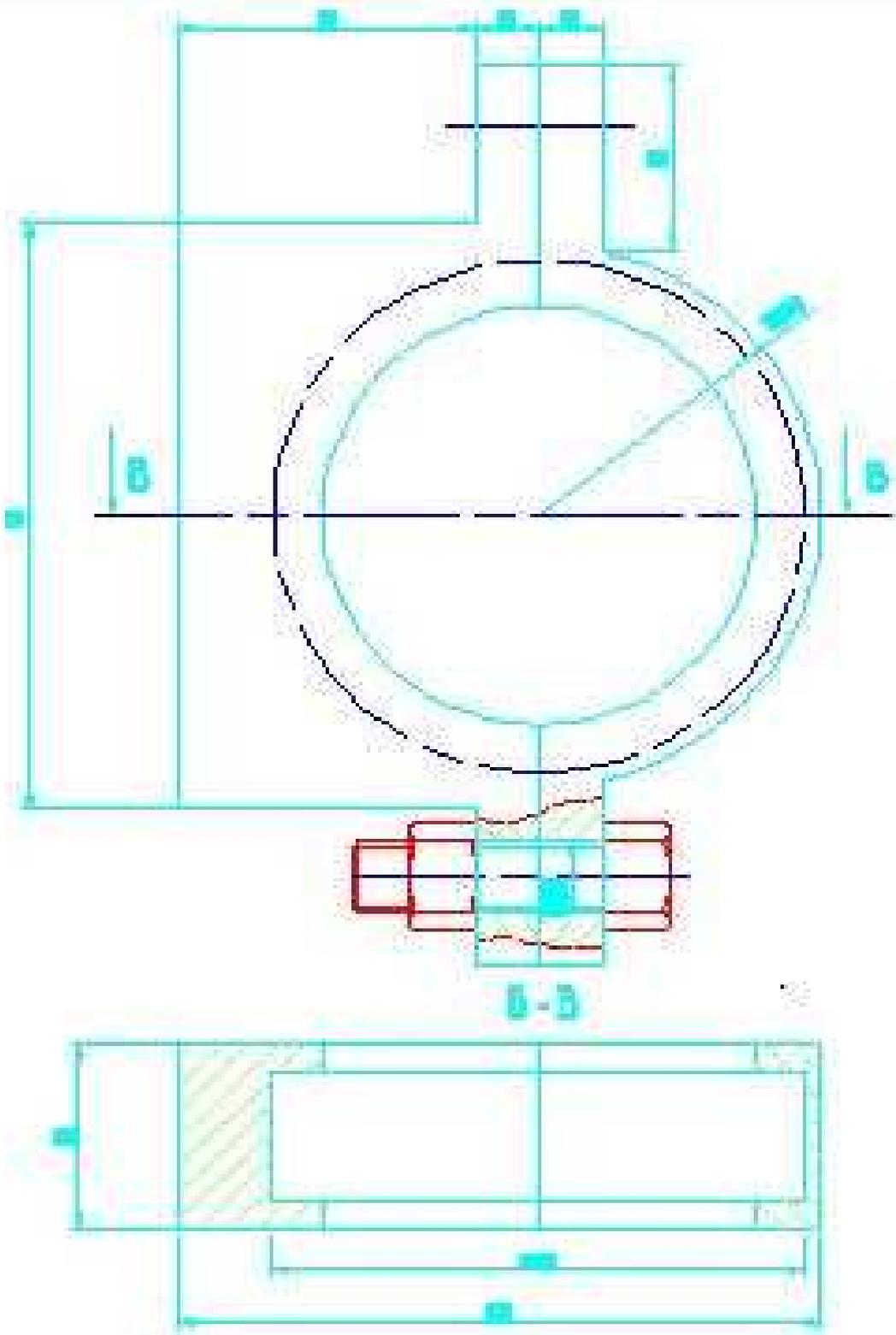
Ech: 1/1

ES.P.A

Hary Lala

13/03/07

P:03



# PALIER

Ech : 1/1

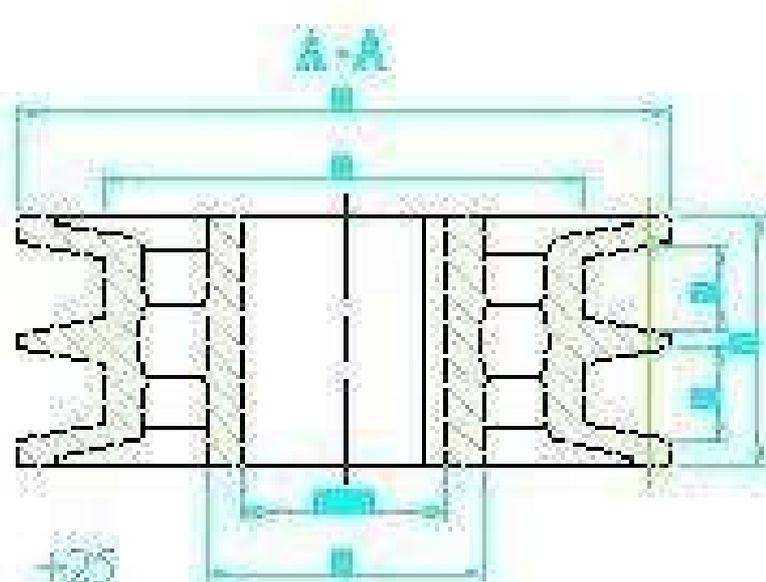
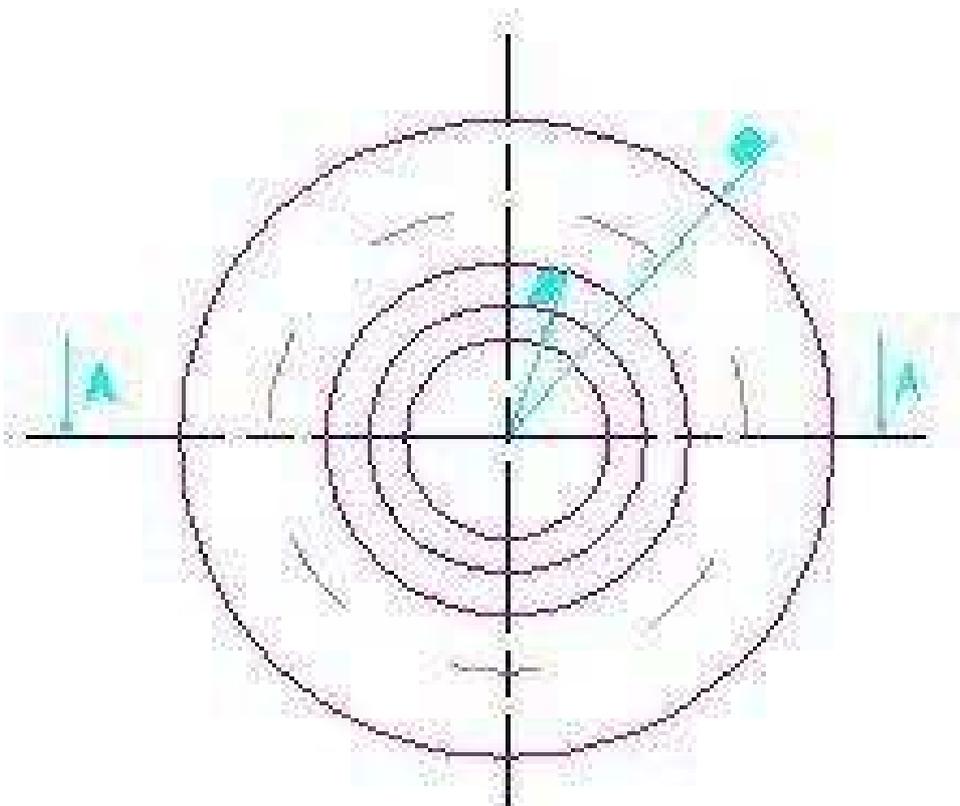
E.S.P.A

Hary Lala



13 / 03 / 07

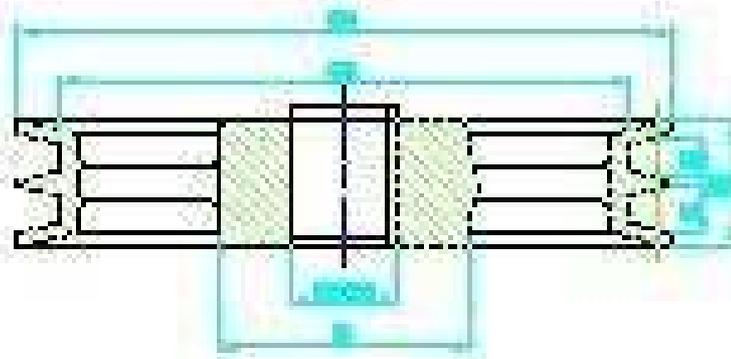
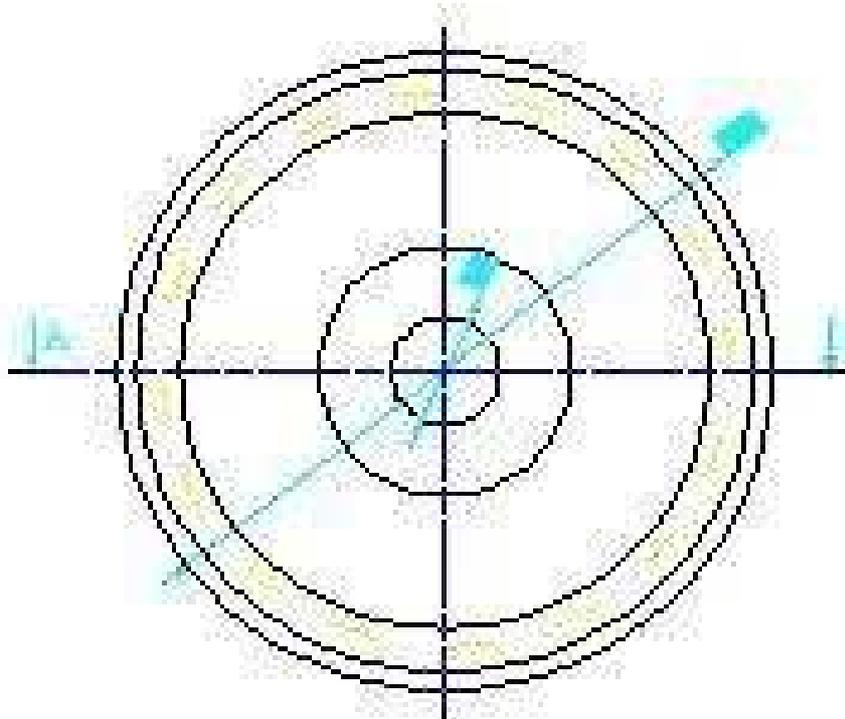
P : 04



O28H7  $\begin{matrix} +25 \\ +0 \end{matrix}$

# POULIE MOTRICE

Ech : 1/1	E.S.P.A
Hary Lala	
13 / 03 / 07	P : 05



03015

# POULIE MENEES

Ech : 1/2

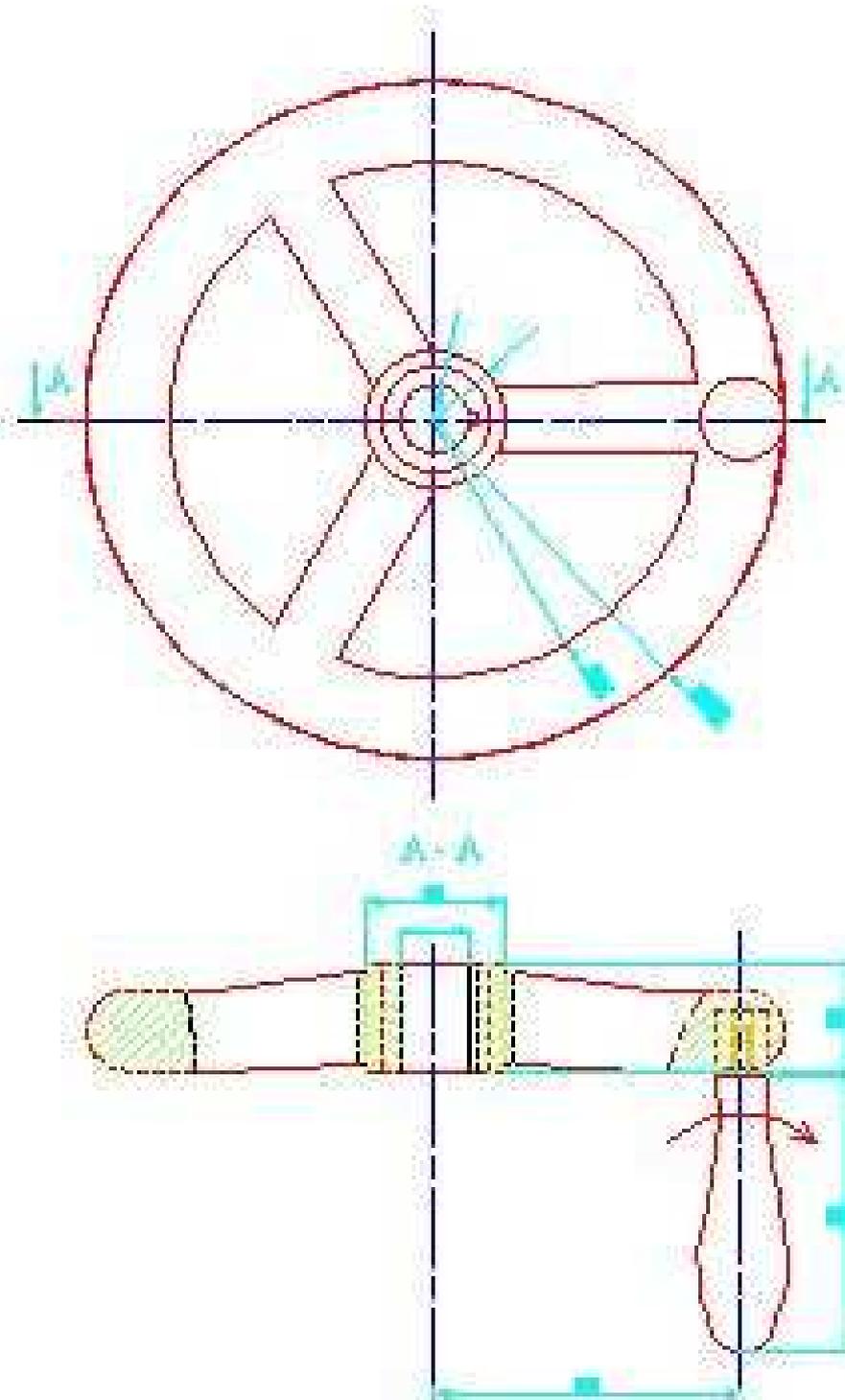
E.S.P.A

Hary Lala



13 / 03 / 07

P : 06



MANIVELLE

Ech: 1/2

E.S.P.A

Hary Lala



13 / 03 / 07

P : 07



Nom : RANDRIAMPARANY

Prénoms : Hary Lala

Téléphone :

Adresse : Lot II E 81 OPD Tsarahonenana / Ampandrianomby

Titre du mémoire : « **Etude et conception d'une machine à scie circulaire à bois** »

Nb de pages : 89

Nb de figure : 33

Nb de tableau : 26

Résumé :

Ce travail a pour but de faire l'étude et la conception d'une scie circulaire à bois. Pour cela, on a parlé de la vie des arbres en générale et la particularité des machines à scie circulaire. On a aussi étudié la théorie de coupe et les éléments de transmission pour connaître les caractéristiques de la scie en question. Dans l'étude économique, on a pu constaté que cette études est rentable car au bout de quatre années d'utilisation, le coût de fabrication est amorti.

Abstract:

This work has for objective to make the survey and the conception of a circular saw to wood. For it, we spoke of the tree life in general and the particularity of machines to circular saw. We also studied the theory of cut and the transmission elements to know features of the saw in question. In the economic survey one was able to noted that this study is profitable because at the end of four years of use, the cost of manufacture is absorbed.

.Mots clés : Grume, sève, cerne, machine, scie, angle, vis, chlorophyllienne, acier.